

На правах рукописи

Эсперов Дмитрий Геннадьевич



**СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ОПОРНЫХ  
ПОДШИПНИКОВ СКОЛЬЖЕНИЯ ПАРОВЫХ ТУРБИН НА  
ОСНОВАНИИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ**

Специальность 05.04.12 - Турбомашины и комбинированные турбоустановки

Автореферат  
диссертации на соискание ученой степени  
кандидата технических наук

САНКТ-ПЕТЕРБУРГ – 2016

Работа выполнена в Открытом акционерном обществе «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова» в г. Санкт-Петербурге

Научный руководитель - доктор технических наук, Михайлов Владимир Евгеньевич

Официальные оппоненты:  
Бродов Юрий Миронович

доктор технических наук, профессор,  
ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина», г. Екатеринбург, заведующий кафедрой «Турбины и двигатели»

Авруцкий Георг Давидович

кандидат технических наук, доцент,  
ОАО «Всероссийский дважды ордена трудового красного знамени теплотехнический научно-исследовательский институт», г. Москва, ведущий научный сотрудник отделения турбинных установок

Ведущая организация

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский университет «Московский энергетический институт» (НИУ МЭИ)

Защита состоится 24 мая 2016 г. в 16:00 часов на заседании диссертационного совета Д 212.229.06 при ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» по адресу: 195251, Санкт-Петербург, ул. Политехническая, 29, Главное здание, ауд. 118.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого» и на сайте [www.spbstu.ru](http://www.spbstu.ru).

Автореферат разослан « \_\_\_ » \_\_\_\_\_ 2016 г.

Ученый секретарь  
диссертационного совета Д 212.229.06,  
кандидат технических наук, доцент



Талалов Виктор  
Алексеевич

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

### **Актуальность работы.**

Важным условием эксплуатации современных мощных паровых турбин является обеспечение высокой надежности, безопасности и экономичности их работы. При этом значительно повышаются требования к надёжности работы таких ответственных узлов турбоагрегата, как опорные подшипники скольжения, которые должны обладать высокими эксплуатационными качествами.

В настоящее время опорные подшипники скольжения широко применяются в качестве элементов опорных узлов паровых турбин ТЭС и АЭС. Однако их повреждения и отказы в работе всё ещё являются частой причиной аварийных остановов турбоагрегатов (составляют до 11% от общего числа аварийных остановов согласно данным опубликованных исследований).

Повышение эксплуатационных качеств опорных подшипников в настоящее время может быть достигнуто за счет совершенствования условий подвода масла к масляному клину и отвода нагретого масла, уточнения принципов формирования непосредственно клина, а также применения материалов рабочей поверхности с лучшими триботехническими характеристиками. К таким материалам можно отнести углепластики, опыт применения которых имеется в насосостроении, гидротурбостроении при малых скоростях вращения.

Указанные направления и использованы в данной диссертационной работе для совершенствования конструкций вкладышей опорных подшипников скольжения паровых турбин ТЭС и АЭС.

**Цель работы:** разработка предложений по усовершенствованию конструкции вкладышей опорных подшипников скольжения для повышения их несущей способности и снижения расходов смазки в них на основании экспериментальных исследований натуральных подшипников, в том числе с применением нового материала рабочей поверхности.

### **Задачи исследования:**

– Обобщение результатов стендовых исследований натуральных (полноразмерных) опорных подшипников скольжения турбоагрегатов, сделанных ранее другими авторами. Проведенные испытания были направлены на повышение

несущей способности подшипников скольжения за счет изменения геометрии расточки вкладыша (цилиндрическая, эллиптическая, двойная), угла и места подвода смазки и организации отвода нагретого масла из подшипника.

– Определение влияния ширины кармана подачи смазки в опорном подшипнике скольжения на его несущую способность, затраты мощности на преодоление сил трения и расходы смазки на подшипник.

– Оценка возможностей и перспектив применения углепластиков в качестве новых материалов рабочей поверхности опорных подшипников скольжения для турбоагрегатов различной мощности. Разработка и стендовые испытания натурального опорного подшипника с рабочей поверхностью из углепластика вместо баббитовой заливки с целью повышения надежности работы подшипников скольжения.

**Научная новизна работы** заключается в том, что:

1. Впервые получены зависимости затрат мощности на трение и расходов смазки от величины кармана подачи смазки в крупногабаритных подшипниках скольжения различной ширины (отношение ширины к диаметру  $L/D=0,55-0,8$ ) с баббитовой заливкой.

2. Разработана методика измерений температур рабочей поверхности из теплостойкого углепластика в опорных подшипниках скольжения с учетом его низкой теплопроводности (в 10 раз ниже, чем у баббита Б83).

3. Впервые в отечественной практике в ходе проведения стендовых испытаний получены основные характеристики работы натурального опорного подшипника скольжения диаметром 300 мм с рабочей поверхностью из углепластика вместо баббитовой заливки (поля распределения температур рабочей поверхности на частотах вращения 500-3000 об/мин при удельных нагрузках на подшипник 2,0-4,0 МПа, коэффициенты граничного трения и другие).

4. Разработаны оригинальные, защищённые патентами, конструкции опорных подшипников скольжения с рабочей поверхностью из антифрикционного углепластика.

**Достоверность и обоснованность** результатов работы определяется:

– результатами испытаний натуральных опорных подшипников скольжения. Стендовые испытания проводились на полноразмерных образцах подшипников с

воспроизведением частот вращения, температур и расходов смазки на подшипники, удельных нагрузок и других факторов;

– сходимостью результатов проведённых стендовых испытаний (полей распределения давлений и температур в подшипнике, затрат мощности на трение при определенных нагрузках и расходах масла на подшипник) с результатами, полученными ранее при исследованиях различных конструкций опорных подшипников скольжения;

– согласованностью результатов проведённых стендовых испытаний (распределение давлений и температур в подшипнике) с теоретическими и расчетными данными;

– повторяемостью получаемых опытных данных и их воспроизводимостью;

– использованием калиброванной регистрирующей аппаратуры (амперметры, вольтметры, манометры, динамометры и регистрирующие приборы);

– оценкой неопределенности результатов прямых и косвенных измерений (стандартная неопределенность измерений не превышает 5 %).

#### **Практическая ценность работы:**

1. В ходе испытаний подшипника диаметром 600 мм определены зоны максимальных температур баббита нижней половины вкладыша на различных частотах вращения ротора 1000-3000 об/мин. Полученные значения температур свидетельствуют о недостаточности контроля за температурой баббита в соответствии с методиками заводов-изготовителей, согласно которым измерения проводятся в точке, смещённой на угол 5-10° по ходу вращения от вертикальной оси подшипника. Для быстроходных паровых турбин рекомендуется контролировать температуру баббита в двух точках 5-15° и 20-30°.

2. Определена относительная ширина кармана подвода смазки (отношение ширины кармана к ширине баббитовой заливки В/Л), при которой расход смазки при постоянном давлении масла на входе в подшипник снижается на 11-18%, а температурный уровень его рабочей поверхности остается практически неизменным.

3. Разработана конструкция и изготовлены два сегмента нижней половины вкладыша опорного подшипника, в которых баббитовая заливка рабочей поверхности

заменена на антифрикционные углепластики двух типов ФУТ-Б и УПФС.

4. В ходе проведения стендовых испытаний показана повышенная несущая способность опорного подшипника с рабочей поверхностью из углепластика УПФС. Режим жидкостного трения в подшипнике сохраняется при удельных нагрузках до 4,0 МПа и более в режиме нормальной смазки (расход масла 180-200 л/мин) и до 2,5 МПа в режиме скудной смазки (55-60 л/мин) при минимальном температурном уровне его рабочей поверхности (до 60°C).

5. Определены коэффициенты граничного трения в паре трения «углепластик УПФС – шейка ротора». Коэффициенты для углепластика в 2 раза ниже, чем полученные в ходе аналогичных замеров для баббита Б83 (0,13 против 0,26-0,27). При меньших коэффициентах трения снижается нагрев и износ подшипников, повышается надёжность работы подшипниковых узлов при пусках и остановках агрегатов и в случае аварийных выбегов (при отказе системы смазки).

6. Внедрены конструкторско-технологические решения по применению углепластика УПФС в качестве материала рабочей поверхности опорного подшипника скольжения. Проведено изготовление опорного подшипника диаметром 180 мм, его монтаж в турбоагрегате АР-6 ТЭЦ НПО ЦКТИ. Получены положительные результаты работы данного подшипника в ходе промышленной эксплуатации в течение 3400 часов работы агрегата на номинальной мощности в условиях действующей станции, о чем подписан соответствующий Акт внедрения.

**На защиту выносятся** следующие положения:

1. Результаты стендовых испытаний крупногабаритных натуральных опорных подшипников скольжения различной ширины ( $L/D=0,55-0,8$ ) с различной шириной кармана подачи смазки в подшипник, проведенные с целью определения влияния величины кармана на затраты мощности на преодоление сил трения и расходы смазки на подшипник.

2. Результаты стендовых исследований опорного подшипника скольжения с рабочей поверхностью из антифрикционного теплостойкого углепластика, их сравнение с результатами испытаний подшипников с традиционной баббитовой заливкой.

3. Результаты разработки и внедрения конструкции опорного

подшипника скольжения с рабочей поверхностью из антифрикционного теплостойкого углепластика УПФС на основном оборудовании действующей ТЭЦ.

### **Апробирование работы.**

Основные положения работы были представлены на:

- LVIII Научно-технической сессии по проблемам газовых турбин и парогазовых установок «Научно-техническое обеспечение производства и эксплуатации газотурбинных и парогазовых установок» (Москва, ВТИ, 2011);
- 5-й Международной научно-технической конференции «Полимерные композиты в триботехнике. Проблемы создания и применения. Опыт эксплуатации» (Санкт-Петербург, ФГУП «ЦНИИ КМ «Прометей», 2012);
- XI Научно-технической конференции «Повышение эффективности, надёжности, ресурса действующего и вновь создаваемого энергетического оборудования» (Санкт-Петербург, НПО ЦКТИ, 2012);
- Конференции «Результаты внедрения и эксплуатации инновационных решений при вводе нового и модернизации генерирующего оборудования» (Санкт-Петербург, ОАО «Силловые машины», 2015). Тема доклада «Опыт эксплуатации вкладышей подшипников скольжения с новым материалом рабочей поверхности (углепластиком) и возможности применения такого материала при проектировании турбин с повышенными осевыми усилиями»;
- технических совещаниях по результатам проведённых испытаний в ОАО «Силловые машины» «ЛМЗ» и ЗАО «Невский завод».

**Публикации.** По теме диссертации опубликовано 8 работ, включая 2 патента на полезную модель малогабаритного и крупногабаритного разъёмных вкладышей опорного подшипника с рабочей поверхностью из антифрикционного углепластика и 2 статьи в журналах, рекомендованных ВАК.

**Структура и объём работы.** Диссертационная работа состоит из введения, четырёх глав, заключения, перечня сокращений и условных обозначений, библиографического списка и содержит 169 страниц, 103 рисунка и 19 таблиц.

### **КРАТКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

Во **введении** обоснована актуальность работы, её задачи и практическая значимость, кратко изложено содержание работы.

Отмечена необходимость комплексного подхода к обеспечению надежной работы каждого подшипника турбоагрегата, при этом определяющим является выбор конструкции вкладыша подшипника. Такая конструкция должна обеспечивать высокую несущую способность подшипника (до 3,5-4,0 МПа удельной нагрузки), сниженные расходы смазки, низкие коэффициенты граничного трения и затраты мощности на трение в подшипнике.

В ходе работ рассмотрены труды более 40 авторов, посвящённые повышению надежности и экономичности работы опорных подшипников скольжения. Среди них наиболее весомый вклад в развитие конструкций подшипников в части подвода и эвакуации смазки внесли такие авторы, как Олимпиев В.И., Егоров Н.П., Юрченко И.С., Ковалёв И.А, Моногаров Ю.И., Языков А.Е.

В **главе 1** проанализированы направления развития конструкций опорных подшипников скольжения паровых турбин в условиях растущих требований к надежности и экономичности работы данных узлов турбоагрегатов. Развитие конструкции опорных подшипников ведется по нескольким направлениям: оптимизация геометрии расточки вкладыша подшипника, подвод смазки в подшипник и её отвод из подшипника, использование различных материалов в паре трения «вкладыш подшипника-шейка ротора» и другие.

Рассмотрены отработанные с точки зрения подвода и эвакуации смазки конструкции опорных подшипников современных турбоагрегатов, обладающие высокой несущей способностью (до 2,5-3,0 МПа удельной нагрузки при уровне температур баббита до 95°C) и низкими затратами мощности на трение в подшипнике (400-500 кВт на подшипник диаметром 600 мм, 0,04-0,05% от номинальной мощности турбоагрегата).

Отмечена необходимость расширения диапазона удельных нагрузок на подшипники современных агрегатов, особенно на сверхкритические параметры пара (560°C, 24 МПа). Повышение удельных нагрузок ограничено температурой рабочей поверхности баббитовой заливки (100°C). Зачастую подшипники с баббитом Б83 работают на границе своих возможностей по несущей способности.

Рассмотрены баббитовые сплавы, применяемые в опорных подшипниках скольжения современных паровых турбин в России за рубежом. Наряду с баббитом



Б83 в опорных подшипниках скольжения применяется французский оловянный баббит TEGOSTAR 738 (содержание олова 81,3%, содержит 0,1 % серебра и не содержит примесей мышьяка, свинца, висмута и алюминия) и его аналоги, в США применяются оловянные баббиты SAE11 (Sn=86%) и SAE12, ASTM2 (Sn=88%). Как показали стендовые испытания несущая способность подшипников с баббитом TEGOSTAR 738 несколько выше, чем у подшипника с баббитом Б83 (до 3,0 МПа удельной нагрузки).

Проанализированы разработки специалистов «ЦНИИ КМ «Прометей» в части создания материалов рабочей поверхности подшипников скольжения. В настоящее время ими разработаны антифрикционные углепластики ФУТ-Б и УПФС, применяемые в узлах трения судовых механизмов и систем, гидротурбин, насосостроении. По сравнению с баббитом Б83 эти углепластики обладают более высокими физико-механическими свойствами, что и определило потенциал их использования в качестве материала рабочей поверхности подшипников скольжения.

**Глава 2** посвящена экспериментальным исследованиям различных конструкций крупногабаритных опорных подшипников скольжения (диаметром 600 мм), проведенным ранее другими авторами. Рассмотрены результаты модернизации конструкции подшипников РНД турбоагрегата К-1200-240 Костромской ГРЭС. Проведена оценка неопределенности измерений основных характеристик работы подшипника: давлений в масляном клине и температур баббита, нагрузок на подшипник, расхода, давления и температуры масла на входе в подшипник и т.д. (не превышает 5%).

Основной целью проведения исследований различных конструкций опорных подшипников было повышение эффективности эвакуации нагретого масла из подшипника непосредственно за масляным клином для снижения затрат мощности на трение в подшипниках и повышения их несущей способности.

На первом этапе испытаниям подвергался относительно узкий подшипник (отношение ширины расточки к внутреннему диаметру  $L/D=0,56$ ) с цилиндрической расточкой диаметром 600 мм, шириной 335 мм с рабочей поверхностью, залитой баббитом Б83. Подвод масла в подшипник осуществлялся ниже горизонтального разъёма непосредственно в клин, сброс смазки – через центральный патрубок за

масляным клином и из верхней половины вкладыша (рисунок 1а).

Из основных результатов первого этапа испытаний необходимо выделить повышение эффективности эвакуации смазки из подшипника при открытии сброса масла через патрубок из верхней половины вкладыша. Это позволило снизить температуру баббита нижней половины на 2-5°С (уменьшилось количество нагретого масла, повторно попадающего в масляный клин, подмешиваясь к маслу из маслоподвода).

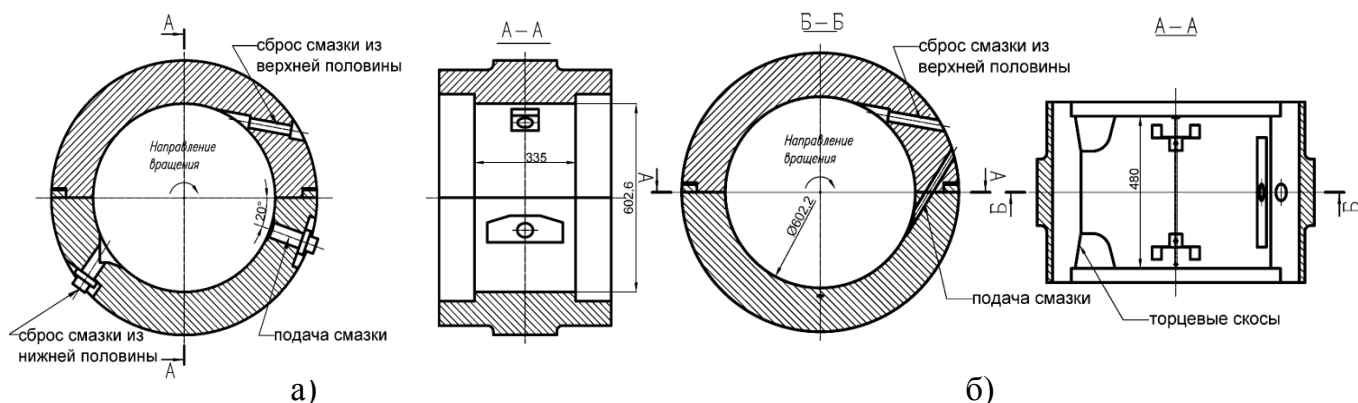


Рисунок 1 – конструкции исследуемых подшипников на этапах 1 (а) и 2 (б)

На следующем этапе исследовался подшипник с цилиндрической расточкой диаметром 600 мм шириной 480 мм, с заливкой рабочей поверхности баббитом TEGOSTAR 738 с последующей расточкой под зазоры: вертикальный  $2\delta_v = 2,2$  мм, поперечный  $\delta_p = 1,1$  мм.

В ходе испытаний определены характеристики опорного подшипника скольжения с баббитом TEGOSTAR 738, а также отработаны конструктивные варианты исполнения вкладыша подшипника. Подвод масла в подшипник осуществлялся по касательной к внутренней расточке вкладыша подшипника, а отвод масла – с помощью торцевых скосов, начинающихся за смазочным клином в нижней половине подшипника и проходящих по всей верхней половине (рисунок 1б).

В ходе второго этапа испытаний установлено, что в подшипнике с торцевыми скосами при открытии отверстия слива масла через патрубок из верхней половины вкладыша отсутствует расход масла, что свидетельствует о высокой эффективности удаления смазки после масляного клина в данной конструкции подшипника.

На основании обобщенных результатов исследований ОАО «НПО ЦКТИ», ОАО «Урал ВТИ» и ОАО «ЛМЗ» на турбоагрегате К-1200-240 Костромской ГРЭС

была проведена модернизация опорных подшипников №№ 5-10 РНД-1-3. В результате изменения места подвода смазки в подшипник (аналогично указанному на рисунке 1а) и выполнение торцевых скосов для повышения эффективности эвакуации масла (рисунок 1б) удалось снизить температуры баббита подшипников РНД на различных режимах работы турбоагрегата с 90-100°С до 74-89°С.

**Глава 3** посвящена стендовым испытаниям конструкции опорного подшипника скольжения с цилиндрической расточкой диаметром 600 мм, в ходе которых исследовано влияние размера кармана подачи смазки в подшипниках различной ширины ( $L/D=0,55-0,8$ ) на затраты мощности на преодоление сил трения и расходы смазки на подшипник с целью выбора оптимальной величины кармана.

На рисунке 2 представлены: схема испытательного стенда опорных подшипников, конструкция подшипника с карманом подачи смазки в нижней половине и торцевыми скосами в верхней половине вкладыша, а также полученные при испытаниях зависимости расхода смазки на подшипник от частоты вращения при различной относительной величине кармана подачи смазки ( $B/L$ ).

Экспериментальная установка представляет собой обратную модель, в которой весовая нагрузка от вала на подшипник заменяется усилием прижатия подшипника к валу. Стенд состоит из вала 1 с подшипниками качения на неподвижных опорах, охваченного подвижной втулкой 2, внутренняя поверхность которой является исследуемым подшипником скольжения. Экспериментальный вкладыш (подшипник) через прижимную планку 3, расположенную снизу, прижимается к валу нагружающим устройством 4. Последнее состоит из шести гидроцилиндров 5, грузоподъемностью до 70 тонн каждый. Соединение нагружающего устройства с прижимной планкой осуществляется через систему тяг 6 и шаровых шарниров 7, что обеспечивает свободное перемещение экспериментального вкладыша относительно вала в поперечном и осевом направлениях, а также поворот его относительно продольной оси установки.

В ходе работ исследован подшипник шириной  $L=480$  мм ( $B/L=0,8$ ) и более узкие подшипники с  $L=420$ , 360 и 330 мм при отношении ширины кармана и подшипника  $B/L=0,9$ , 0,8 и 0,7 в каждом варианте. Испытания проводились при нагрузках 30, 40, 50 и 70 тонн (1,38-2,42 МПа удельной нагрузки) на подшипник.

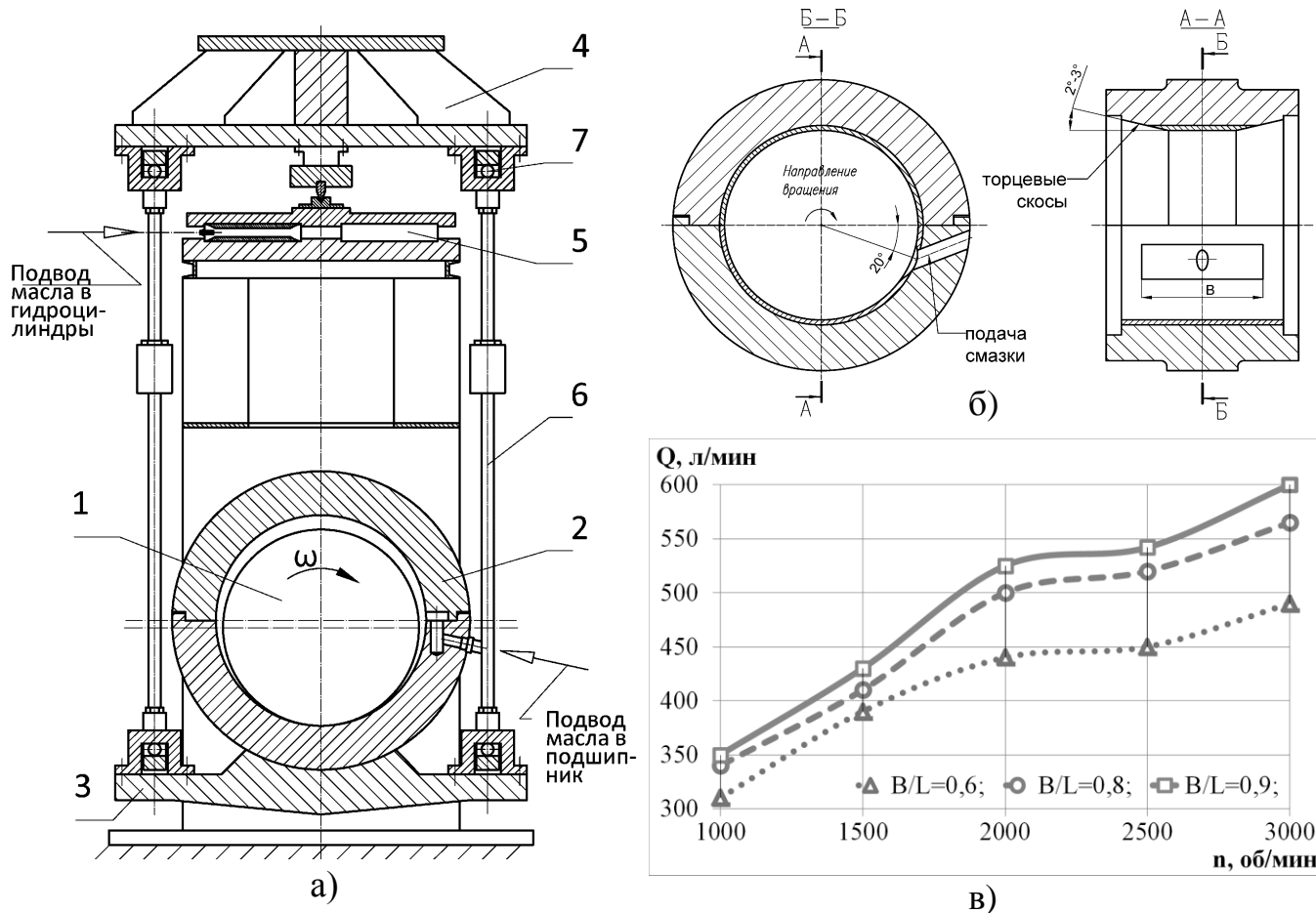


Рисунок 2 – Схема испытательного стенда опорных подшипников диаметром 600 мм (а), конструкция вкладыша подшипника для испытаний (б) и зависимость расхода смазки от частоты вращения вала при различной ширине кармана подачи смазки (в)

В результате проведенных испытаний получены следующие результаты:

1. Показана высокая несущая способность исходного варианта подшипника в диапазоне нагрузок 40-70 тонн (1,38-2,42 МПа удельной нагрузки) при максимальной температуре баббита нижней половины 86,5°C.
2. Определено, что при уменьшении ширины подшипника достаточно резко снижается его несущая способность (относительная ширина подшипника  $L/D=0,8$  – удельная нагрузка на подшипник  $P_{уд}=2,42$  МПа;  $L/D=0,7$  -  $P_{уд}=1,98$  МПа;  $L/D=0,6$  -  $P_{уд}=1,85$  МПа;  $L/D=0,55$  -  $P_{уд}=1,51$  МПа). При уменьшении ширины подшипника растет доля краевых потерь масла (утечек масла до масляного клина) в его общем объеме смазки.
3. Установлено, что зона максимальных температур баббита в подшипнике смещается при увеличении частоты вращения вала (с образующей, смещенной на 14° от вертикали по вращению на частоте 1000 об/мин до образующей, смещенной на 29°

от вертикали по вращению на частотах 1500-3000 об/мин). В случае, когда температуры баббита опорных подшипников измеряются (согласно практике заводов-изготовителей) в районе  $5-10^\circ$  от вертикали по вращению, значения температур оказываются заниженными на 30-50%.

4. Показано, что ширина кармана подвода смазки влияет в основном на расход смазки на подшипник (при уменьшении относительного кармана подачи смазки  $V/L$  с 0,8 до 0,6 при неизменном давлении на входе в подшипник расход смазки снижается на 11-18%, рисунок 2в) и не оказывает заметного влияния на температуры рабочей поверхности (разница в уровнях температур составляет  $1-3^\circ\text{C}$ ).

5. Определено, что разница затрат мощности на трение между подшипниками различной ширины с различной шириной кармана подачи смазки при одинаковом нагружающем усилии незначительна и на частоте вращения 3000 об/мин не превышает 3-4 %.

В ходе проведенных исследований установлено, что целесообразно выполнять подшипники с относительной шириной кармана подачи смазки в подшипник  $V/L=0,6-0,8$ . Для исходного варианта подшипника  $L/D=0,8$  (480 мм/600 мм) можно рекомендовать относительную ширину кармана подачи смазки  $V/L=0,6$ . При этом расход смазки на каждый подшипник турбоагрегата на частоте вращения 3000 об/мин может быть снижен на 100-150 л/мин за счет снижения краевых утечек масла до масляного клина. Это позволит уменьшить суммарный расход смазки на подшипники турбоагрегата большой мощности (800-1200 МВт) на 1000-1500 л/мин.

В главе 4 проанализированы результаты стендовых испытаний опорных подшипников скольжения с рабочей поверхностью, выполненной из антифрикционных углепластиков ФУТ-Б и УПФС, исследована возможность применения данных углепластиков в качестве материалов рабочей поверхности с целью повышения несущей способности таких подшипников, дана оценка перспектив их применения в современных паровых турбинах.

Исследуемый подшипник диаметром 300 мм ( $L/D=0,7$ ) имеет цилиндрическую расточку, масляный зазор составляет 0,5 мм. Нижняя половина вкладыша подшипника состоит из двух частей. В нагруженной части нижней половины вкладыша подшипника имеется сегмент 1 (рисунок 3а, 3б), выполненный

раздельно с основанием подшипника 2. Такая конструкция позволила заменить баббитовую заливку подшипника на углепластик 3 только в данном сегменте (упростить изготовление экспериментального подшипника), оставив в исходном виде элементы внутренней расточки подшипника (пояски, карманы подвода смазки), выполненные в баббитовой заливке 4.

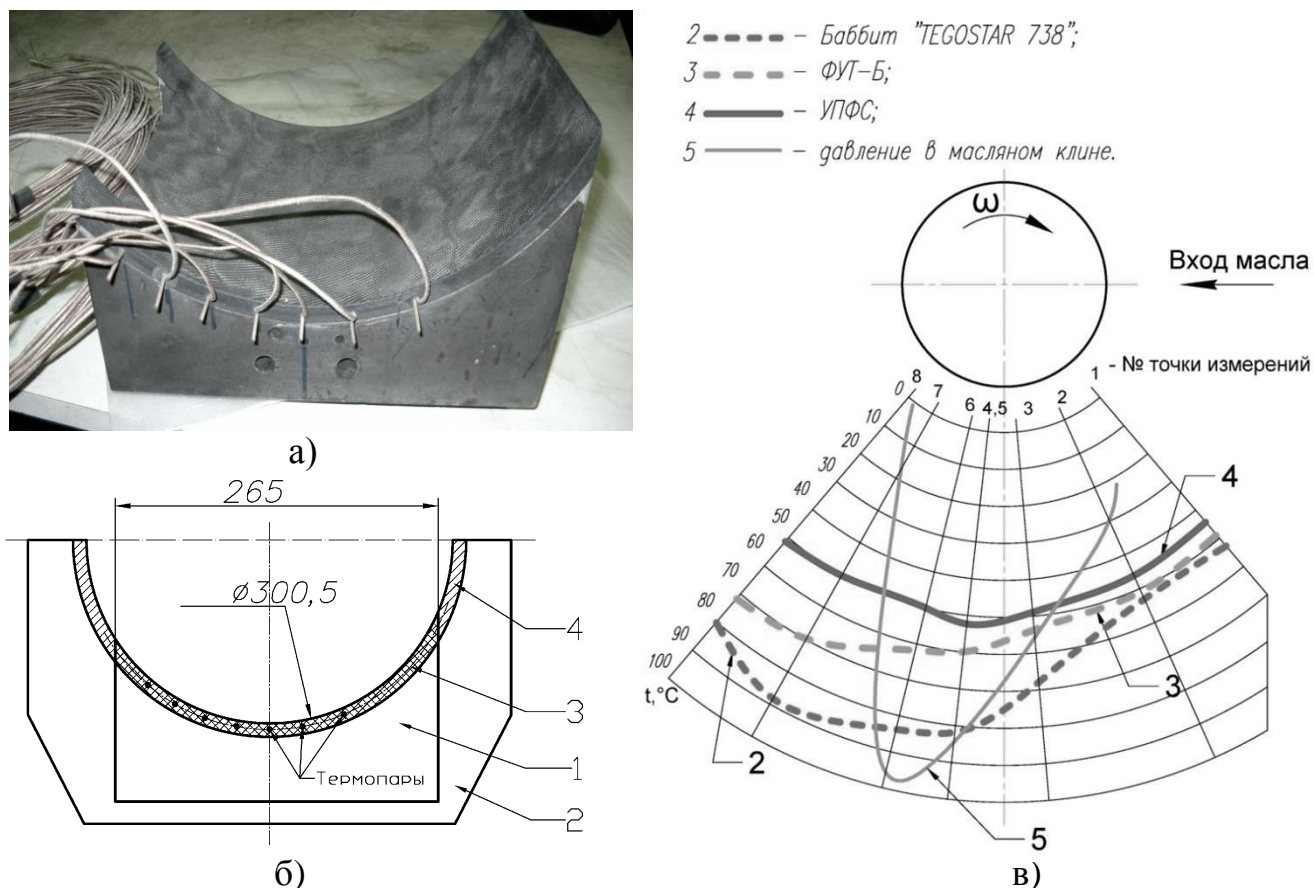


Рисунок 3 – Сегмент нижней половины подшипника, оснащенный термопарами (а), нижняя половина вкладыша подшипника (б) и распределение температур различных материалов рабочей поверхности (кривые 2-4) и давления в масляном клине (кривая 5) на частоте вращения 3000 об/мин при удельной нагрузке 3,0 МПа (в).

В ходе проведения испытаний разработана методика по изменению температур рабочей поверхности из углепластика с учетом его низкой теплопроводности (в 10 ниже по сравнению с баббитом Б83). При этом термопары, выведенные в поверхности углепластика, были заплавлены теплопроводным материалом (баббитом), что позволило снизить инерцию нагрева верхнего слоя углепластика при изменении режимов работы подшипника (частоты вращения, нагрузки) и не допустить перегрева рабочей поверхности при его перегрузке.

Испытания проводились на следующих режимах:

- при удельных нагрузках 2,0-4,0 МПа в режиме нормальной эксплуатации

(на частотах вращения 1000-3000 об/мин, при давлении масла на входе в подшипник 0,06-0,08 МПа, расходе смазки 160-180 л/мин);

– при нагрузке 3,0 МПа в режиме длительной эксплуатации в течение 20-25 часов (на частоте вращения 3000 об/мин и расходе смазки 160-180 л/мин);

– в режиме скудной смазки (расход 55-60 л/мин) при нагрузке 2,5 МПа (при снижении частоты вращения с 3000 до 500 об/мин) для имитации аварийного выбега турбоагрегата при отказе системы смазки.

В ходе проведенных исследований получены следующие результаты:

– Показана повышенная несущая способность (до 4,0 МПа удельной нагрузки и выше) подшипника с углепластиком УПФС при минимальном температурном уровне его рабочей поверхности (до 60°C). Для примера на рисунке 3в представлено сравнение распределений температур в подшипниках с различными материалами рабочей поверхности при нагрузке 3,0 МПа. Кривая температур баббита Б83 (кривая 1) не приведена, поскольку при данной нагрузке температура баббита превышает 100°C и подшипник считается неработоспособным. Распределение давления в масляном клине отражает кривая 5. При рассмотрении температурных полей видно, что максимумы температур различных материалов приходятся на зону окончания масляного клина, где давление масла мало, то есть в этой зоне находится незначительное количество уже нагретого масла. Стоит отметить, что поле температур в подшипнике с углепластиком УПФС не имеет явных экстремумов, и уровень температур является минимальным. Такие характеристики работы подшипника с углепластиком могут быть связаны с рядом причин: пористостью материала, при которой подшипник впитывает в себя масло без изменения линейных размеров, неравномерной (мелкоячеистой) структурой рабочей поверхности, влияющей на формирование пограничного слоя масла в режиме гидродинамической смазки, и требуют дальнейшего изучения.

– Определено, что подшипник скольжения с рабочей поверхностью из углепластика УПФС сохраняет работоспособность при коэффициенте нагруженности  $\zeta=17,9$ ; при этом для подшипника с баббитовой заливкой при коэффициенте нагруженности, превышающем значение  $\zeta_{кр}=11-12$ , начинается резкое снижение физико-механических свойств рабочей поверхности (размягчение

и натяг баббита).

– В ходе испытаний по имитации аварийного выбега при снижении частоты вращения с 3000 до 500 об/мин установлено, что подшипник с углепластиком УПФС в режиме скудной смазки (55-60 вместо 160-180 л/мин) с высокой удельной нагрузкой 2,5 МПа сохраняет низкий температурный уровень рабочей поверхности – не более 58°C (рисунок 4).

– При определении момента страгивания ротора по углепластику УПФС получены значения коэффициента граничного трения (значения для углепластика УПФС в два раза ниже, чем аналогичные для баббита Б83 (рисунок 5)).

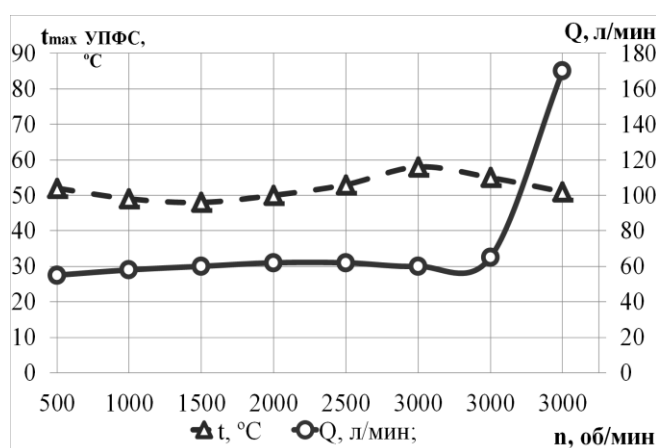


Рисунок 4 – Значения максимальной температуры рабочей поверхности подшипника с УПФС при имитации аварийного выбега турбоагрегата с удельной нагрузкой 2,5 МПа

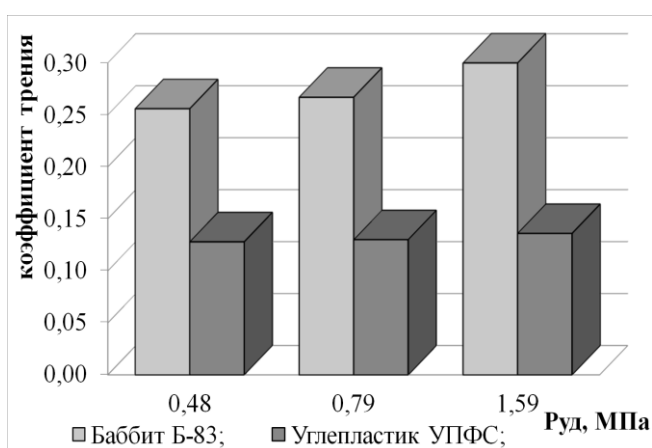


Рисунок 5 – Коэффициенты граничного трения пары «вкладыш подшипника – шейка ротора» для материалов рабочей поверхности вкладыша при различных удельных нагрузках на подшипник

– В ходе оценочного расчета установлено, что в нагруженной части испытанного подшипника течение во всем диапазоне частот вращения 500-3000 об/мин носит ламинарный характер (переход от ламинарного течения смазки к турбулентному происходит при достижении критического числа Рейнольдса  $Re^{кр} = 41,2/\sqrt{\Psi} \approx 1000$ , где  $\Psi$  – относительный масляный зазор), число  $Re$  на 3000 об/мин при всплытии ротора в подшипнике 0,25 мм не превышает 390.

Разработаны конструкции малогабаритного и крупногабаритного подшипников скольжения с рабочей поверхностью из антифрикционного углепластика УПФС, обладающие высокой несущей способностью (до 4,0 МПа удельной нагрузки), низкими уровнями температур рабочей поверхности, низкими коэффициентами трения страгивания в паре «шейка ротора – вкладыш



подшипника» и низкой электропроводностью рабочей поверхности вкладыша. На данные конструкции подшипников получены соответствующие патенты.

После завершения стендовых испытаний внедрены конструкторско-технологические решения по применению антифрикционного теплостойкого углепластика УПФС в качестве материала рабочей поверхности в опорных подшипниках скольжения. Изготовлен подшипник скольжения диаметром 180 мм (рисунок 6) для ротора генератора турбины АР-6 ТЭЦ «НПО ЦКТИ», подшипник оснащен средствами измерений и смонтирован в турбоагрегате (рисунок 7).



Рисунок 6 – Нижняя половина вкладыша подшипника из углепластика УПФС перед монтажом в турбину



Рисунок 7 – Монтаж нижней половины вкладыша подшипника из углепластика УПФС в турбину АР-6 ТЭЦ НПО ЦКТИ

Проведены промышленные испытания данного подшипника в течение 3400 часов эксплуатации турбины в режиме номинальной мощности, в ходе которых подшипник показал удовлетворительные результаты работы в условиях действующей станции.

### **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

1. Исходя из статистики эксплуатационных отказов и опираясь на результаты стендовых испытаний, современные опорные подшипники с баббитовой заливкой не могут в полной мере обеспечить необходимую несущую способность (выше 3,0 МПа удельной нагрузки), особенно при значительных отклонениях от расчетных режимов работы (перегрузки при расцентровках опор, режимы скудной смазки).

2. Установлено, что снижение расхода смазки на подшипник может быть достигнуто путем уменьшения ширины кармана подачи смазки в нем (с  $V/L=0,8-0,9$  до  $0,6$ ) при неизменном давлении масла на входе в подшипник (расход смазки

снижается на 11-18%, при этом температура рабочей поверхности повышается на 1-3°C). Снижение ширины кармана позволяет снизить торцевые утечки масла до масляного клина. При этом количества масла в масляном клине достаточно для его устойчивого формирования.

3. Исходя из сравнения полей распределения температур баббита в нижней половине вкладышей опорных подшипников паровых турбин (диаметром 300 мм и более) показано, что контроль за уровнями максимальных температур на различных частотах вращения (0-3000 об/мин) необходимо вести по двум точкам 5-15° и 20-30° от вертикальной оси подшипника по ходу вращения.

4. Определены затраты мощности на трение в подшипниках в зависимости от ширины подшипников и ширины кармана подачи смазки в них. Разница в энергопотреблении приводного двигателя стенда для подшипников различной ширины (480-330 мм) с разной шириной кармана подачи смазки на частотах вращения 1000-3000 об/мин при равных радиальных нагрузках на подшипники не превышает 4% (27 кВт) и сравнима с величиной неопределённости измерений.

5. Исследованы опорные подшипники скольжения с углепластиком УПФС в качестве материала рабочей поверхности. Использование антифрикционного углепластика позволяет значительно увеличить несущую способность подшипников скольжения различного диаметра, обеспечить низкие коэффициенты граничного трения и работоспособность подшипников в условиях скудной смазки, что особенно важно при перегрузках опор, в условиях аварийного выбега турбоагрегата при неисправности системы смазки, при вращении на валоповороте в условиях отсутствия устойчивого масляного клина.

6. Свойства углепластика УПФС, а также результаты проведенных испытаний подшипника скольжения диаметром 300 мм с рабочей поверхностью из данного углепластика свидетельствуют о перспективности его применения для различных типов подшипников скольжения (опорных и упорных).

7. Разработана конструкция и изготовлен малогабаритный опорный подшипник (диаметром 180 мм) с рабочей поверхностью из углепластика УПФС для ротора генератора турбины АР-6 ТЭЦ ОАО «НПО ЦКТИ». Проведены промышленные испытания и получены удовлетворительные результаты работы

данного подшипника в условиях действующей станции в течение 3400 часов непрерывной работы. Получен Акт внедрения результатов диссертационной работы на ТЭЦ «НПО ЦКТИ».

### **ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ**

1. Тезисы докладов LVIII научно-технической сессии по проблемам газовых турбин и парогазовых установок. Научно-техническое обеспечение производства и эксплуатации газотурбинных и парогазовых установок. Исследования турбинных подшипников на крупномасштабных моделях. – Москва: ВТИ, 2011. – С.251-253.
2. Бахарева В.Е., Ковалёв И.А., Эсперов Д.Г. и др. Применение антифрикционных теплостойких углепластиков для подшипников паровых турбин / Вопросы материаловедения. – 2012. – № 4. – С.171-180.
3. Тезисы докладов XI научно-технической конференции. Повышение эффективности, надёжности, ресурса действующего и вновь создаваемого энергетического оборудования. Исследования новых материалов для подшипников скольжения. – Санкт-Петербург: НПО ЦКТИ, 2012. – С.9.
4. Эсперов Д.Г. Вибрационная надёжность работы опорных элементов паротурбинных агрегатов / Теплоэнергетика. – 2013. – № 2. – С.30-34.
5. Esperov D.G. Vibration Reliability of Steam-Turbine Unit Supporting Elements / Thermal Engineering. - 2013. - Vol. 60. - No. 2. - p. 106–110.
6. В.Е. Бахарева, И.А. Ковалёв, Д.Г. Эсперов и др. Перспективы применения антифрикционных углепластиков ФУТ-Б и УПФС для подшипников паровых турбин / Насосы. Турбины. Системы. – 2012. №3(4). – С. 26-37.
7. Патент на полезную модель 133573. Разъёмный вкладыш опорного подшипника / Лишевич И.В., Эсперов Д.Г. и др. – РФ: ФГУ ФИПС. – 2013.
8. Патент на полезную модель 146101. Разъёмный вкладыш опорного подшипника / Бахарева В.Е., Лишевич И.В., Эсперов Д.Г. и др. – РФ: ФГУ ФИПС. – 2014.