

SCAN

DVD

biblem

elektromonter

О. С. Голоднова

**УПЛОТНЕНИЯ ВАЛА
ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ
С ВОДОРОДНЫМ
ОХЛАЖДЕНИЕМ
И ИХ СИСТЕМЫ
МАСЛОСНАБЖЕНИЯ**

(часть 2)

**ПРИЛОЖЕНИЕ К ЖУРНАЛУ
ЭНЕРГЕТИК**

Первое полугодие

1. Голоднова О. С. Уплотнения вала турбогенераторов с водородным охлаждением и их системы маслоснабжения (часть 2).
2. Аржанников Е. А., Чухин А. М. Автоматизированный анализ аварийных ситуаций энергосистем.
3. Алексеев Б. А., Борозинец Б. В. Определение местных перегревов в турбогенераторах по продуктам пиролиза изоляции в охлаждающем газе.
4. Удрис А. П. Панель релейной защиты типа ЭПЗ-1636 для ВЛ 110–220 кВ.
5. Бажанов С. А. Инфракрасная диагностика электрооборудования распределительных устройств.
6. Шуин В. А., Гусенков А. В. Защиты от замыканий на землю в электрических сетях 6–10 кВ.

Второе полугодие

7. Яковлев Л. В. Вибрация на ВЛ и методы защиты от нее проводов и грозозащитных тросов.
8. Шабад М. А. Автоматизация распределительных электрических сетей с использованием цифровых реле.
9. Торопцев Н. Д. Трехфазный асинхронный двигатель в схеме однофазного включения с конденсатором.
10. Киреева Э. А. Рациональное использование электроэнергии в системах промышленного электроснабжения.
11. Пуляев В. И., Антонов В. И., Лазарева Н. М. Методы обработки цифровых сигналов электроэнергетических систем.
12. Конюхова Е. А. Режимы напряжений и компенсация реактивной мощности в цеховых электрических сетях.

Дорогие читатели!

Ждем от Вас новых предложений по расширению тематики приложения к журналу “Энергетик” и совершенствованию его выпусков. Становитесь авторами “Библиотечки электротехника”, присылайте темы и планы своих брошюр. Все ваши предложения и материалы мы рассмотрим с признательностью и вниманием.

О подписке на наше приложение — см. 3-ю стр. обложки

Библиотечка электротехника

— приложение к журналу “Энергетик”

Основана в июне 1998 г.

Выпуск 1(13)

О. С. Голоднова

УПЛОТНЕНИЯ ВАЛА ТУРБОГЕНЕРАТОРОВ С ВОДОРОДНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ И ИХ СИСТЕМЫ МАСЛОСНАБЖЕНИЯ

(часть 2)

И. В. - 1
Ожогов - 1
Бонатов - 1

Москва

НТФ “Энергопрогресс”, “Энергетик”

2000

УДК 621.313.1/3
ББК 31.363
Г61

Главный редактор журнала “Энергетик” А. Ф. ДЬЯКОВ

РЕДАКЦИОННЫЙ СОВЕТ

“Библиотечки электротехника”

В. А. Семенов (*председатель*), И. И. Батюк (*зам. председателя*),
Б. А. Алексеев, К. М. Антипов, Г. А. Безчастнов, А. Н. Жулев,
В. А. Забегалов, В. Х. Ишкин, Ф. Л. Коган, В. И. Кочкарев,
Н. В. Лисицын, Л. Г. Мамиконянц, Л. Ф. Плетнев, В. И. Пуляев,
Ю. В. Усачев, М. А. Шабад

Голоднова О. С.

Г61 Уплотнения вала турбогенераторов с водородным охлаждением и их системы маслоснабжения (часть 2). — М.: НТФ “Энергопрогресс”, 2000. — 56 с.; ил. [Библиотечка электротехника, приложение к журналу “Энергетик”; Вып. 1(13)].

В части 1 брошюры изложены принцип работы и назначение уплотнений вала разных типов турбогенераторов с водородным охлаждением и их схем маслоснабжения. На основе анализа и обобщения опыта эксплуатации, результатов ряда исследований и испытаний сформулированы требования к качеству эксплуатации уплотнений вала и оборудования газомасляных систем. Приведены данные об опасности потери газоплотности.

В части 2 даны описания причин и признаков характерных дефектов уплотнений и оборудования газомасляных систем. Предложены способы выявления дефектов и предупреждения отказов элементов этих систем.

Брошюра предназначена для персонала тепловых и атомных электрических станций, занимающегося эксплуатацией, техническим обслуживанием и ремонтом масляных уплотнений и оборудования газомасляных систем турбогенераторов с водородным охлаждением.

Предисловие

На тепловых и атомных электростанциях, где эксплуатируются турбогенераторы с водородным охлаждением различной мощности, отказы в работе масляных уплотнений вала генераторов и их систем маслоснабжения приводят к вынужденным остановам турбоагрегатов и энергоблоков. От качества работы этого узла зависят экономические показатели, а также газоплотность генераторов, а, следовательно, и пожаровзрывобезопасность в машинных залах.

Техническое обслуживание и ремонт масляных уплотнений и газомасляных систем генераторов регламентируются инструкциями по эксплуатации генераторов и их газомасляных систем, рядом других руководящих документов, в том числе нормативами на ремонт генераторов. Опыт показывает, что только сознательное выполнение требований этих документов эксплуатационным и ремонтным персоналом позволяет обеспечить высокое качество технического обслуживания и ремонта, предупредить нарушения в работе уплотнений и газомасляных систем. А для этого необходимо ясное понимание принципа работы, назначения отдельных элементов уплотнений и газомасляных систем, причин возникающих дефектов и способов их предупреждения, возможных последствий различных нарушений в работе узла. Цель данной брошюры — оказать содействие персоналу электростанций и ремонтных предприятий в этом вопросе.

**Замечания и пожелания по брошюре просим направлять
по адресу:**

109280, Москва, ул. Автозаводская, 14/23.

Редакция журнала “Энергетик”.

ГЛАВА 7

Основные причины отказов и неисправностей в работе уплотнений вала и оборудования систем маслоснабжения

Общие сведения о причинах отказов и неисправностей. Нарушения нормального режима работы уплотнений и систем маслоснабжения происходят в результате:

- дефектов конструкции и технологии изготовления деталей уплотнений, оборудования схемы маслоснабжения;

- дефектов монтажа и ремонта узла уплотнений и оборудования схемы маслоснабжения;

- неправильной эксплуатации, когда не учитываются особенности конструкции уплотнений и регуляторов перепада давлений “масло — водород”, а также требования к их маслоснабжению;

- ошибочных действий оперативного персонала;

- случайных отказов оборудования схем маслоснабжения, аппаратуры схем контроля и сигнализации;

- старения и износа рабочей поверхности баббита, уплотняющей резины, прокладок, устройств, стопорящих вкладыши от проворачивания и других деталей.

Отказами называются такие нарушения нормального режима работы уплотнений и систем маслоснабжения, которые приводят к вынужденным отключениям турбогенераторов от сети и остановам, а в ряде случаев к значительным повреждениям деталей уплотнений и вала ротора генератора, требующим длительного восстановительного ремонта. Отказы узла уплотнений, как правило, не могут рассматриваться отдельно от нарушений в работе систем маслоснабжения, которые в таких случаях являются первопричинами.

Ниже рассмотрены основные причины нарушений работы уплотнений и систем маслоснабжения и пути предупреждения отказов. Поиск и устранение причин нарушений следует производить в соответствии с действующей инструкцией по эксплуатации газомасляной системы турбогенераторов, однако во многих случаях могут быть полезны приведенные ниже сведения и рекомендации.

7.1. НЕДОПУСТИМОЕ СНИЖЕНИЕ ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЙ “МАСЛО – ВОДОРОД”

Недопустимым является снижение до нуля перепада давлений “масло – водород”, т.е. в общем случае, снижение давления уплотняющего масла до значения, равного давлению водорода, а в наихудшем случае, — прекращение подачи масла.

Для торцевых уплотнений недопустимое снижение перепада давлений обычно приводит к выплавлению баббита, сопровождается выбросом дыма и масла из подшипников, выходом водорода; в зоне подшипников появляется масляный “туман”. Иногда повышается вибрация подшипников. В таком случае необходим немедленный останов генератора с вытеснением водорода из корпуса генератора инертным газом. Значительное выплавление баббита при продолжительном снижении перепада давлений сопровождается повреждением (задиrom) стальной поверхности упорного диска вала ротора. Требуется восстановительный ремонт.

Даже кратковременный перерыв в подаче масла может привести к подплавлению баббита. Если баббит не выплавился совсем и сохранились маслораздаточные канавки, некоторый расход масла сохраняется, и тогда температура баббита может устойчиво держаться на уровне более 75 — 80 °С (возможно повреждение термометров сопротивления); слив масла в сторону водорода увеличивается, но температура сливающегося масла возрастает, что видно по наличию пара в продувочном бачке, маслоконтрольном патрубке или смотровых стеклах в сливных маслопроводах. В момент подплавления появляется дымок из подшипников, нарушается газоплотность, и водород попадает в картеры подшипников. Слегка подплавленный вкладыш может некоторое время работать при сниженном давлении водорода. Понижение перепада давлений до 0,01 — 0,03 МПа может сопровождаться уменьшением почти до нуля расхода масла в сторону водорода и пропусками водорода из корпуса генератора в картеры основных подшипников, поскольку это значение перепада давлений оказывается менее противодействия масла на запирающих поясах вкладышей. Также может немного вырасти температура баббита в связи с ухудшением охлаждения запирающего пояса.

Следует отметить, что при включенном демпферном баке в системе маслоснабжения уплотнений, оборудованной устройствами сигнализации и защиты, все указанные выше причины перерыва в подаче масла и снижения перепада давлений, в том числе и неисправности регулятора, не должны приводить к повреждениям торцевых уплотнений и упорного диска. Но при этом происходит автоматическое отключение турбогенератора от сети технологической защитой (см. гл. 5, ч. 1), т.е. вынужденный останов турбоагрегата с вытеснением водорода в генераторе инертным газом. В случае несвоевременного

отключения генератора, задержки с вытеснением водорода, нехватки масла в баке есть некоторый риск потери газоплотности и повреждения узла.

Для кольцевых уплотнений перерыв в подаче масла приводит к потере газоплотности узла уплотнений и к интенсивному выходу водорода вдоль вала с вероятным возгоранием смеси водорода с воздухом. Этого не происходит при включенном демпферном баке, когда перерыв в подаче масла приводит к автоматическому отключению турбогенератора от сети технологической защитой, т.е. к вынужденному останову турбоагрегата (см. гл. 5, ч. 1). Риск потери газоплотности практически отсутствует, если отключение генератора происходит своевременно и масла в баке хватает до восстановления нормального маслоснабжения и (или) вытеснения водорода в генераторе инертным газом.

Основные причины снижения перепада давлений “масло — водород”:

- отказ или переключения источников маслоснабжения;
- неисправности регулятора перепада давлений “масло — водород”;
- ошибочное перекрытие вентилей (задвижки) на напорных трубопроводах от источников маслоснабжения до регулятора перепада давлений и далее после регулятора до уплотнений;

- рост гидравлического сопротивления на напорных трубопроводах от источников маслоснабжения до регулятора перепада давлений и далее после регулятора до уплотнений;

- нарушение маслоплотности (значительная течь) на любом участке напорных трубопроводов;

- слишком большой расход масла помимо уплотнений;

- резкое увеличение расхода масла в уплотнениях.

Отказ источников маслоснабжения — это ситуация, когда при отключении по любым причинам рабочего источника (маслонасоса или инжектора) не включаются резервный и аварийный маслонасосы. Переключения рабочих и резервных источников маслоснабжения обычно сопровождаются кратковременным падением давления масла перед регулятором перепада давлений до значения, меньшего рабочего давления уплотняющего масла (рис. 17). Включение демпферного бака значительно сглаживает изменения давления масла (сплошные линии на рис. 17).

Неисправности регулятора перепада давлений масла и газа подробно рассмотрены далее (см. § 7.5).

Рост гидравлического сопротивления масляного тракта от источников маслоснабжения до регулятора перепада давлений чаще всего объясняется ростом гидравлического сопротивления масляного фильтра, маслоохладителя из-за их засорения, а также попаданием посторонних предметов в трубопроводы во время ремонта. В масляном тракте от регулятора до уплотнений также возможно засорение вентилей (задвижек).

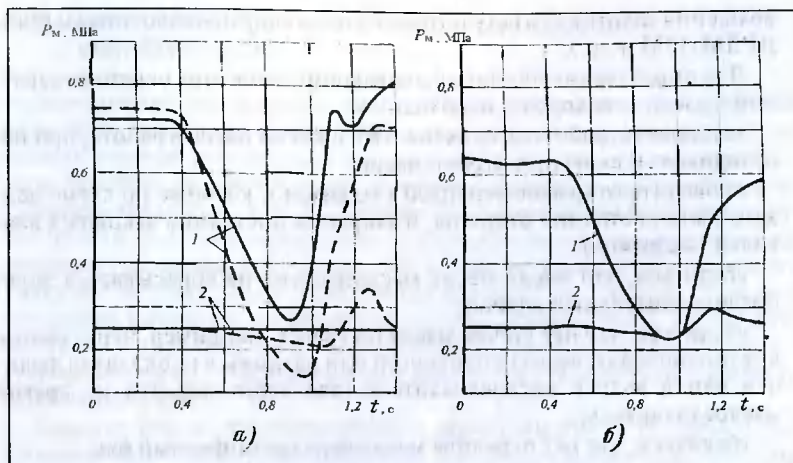


Рис. 17. Изменения давления масла перед регулятором перепада давлений “масло — водород” (кривые 1) и на уплотнениях (кривые 2) при отключении рабочего маслонасоса и включении резервного маслонасоса во время останова (а) и при работе генератора (б) с номинальной частотой вращения и включенным демпферным баком

К росту гидравлического сопротивления приводит также снижение температуры масла из-за повышения вязкости (см. § 7.7).

Основные причины увеличения расхода масла помимо уплотнений:

- значительный перепуск масла после маслонасосов через предохранительный (перепускной) клапан;
- сифонный перелив масла через демпферный бак;
- слишком большой расход масла через сопла в регуляторе с вращающимся золотником.

Причиной понижения давления масла на входе в регулятор, которая не всегда принимается во внимание, может стать резкое увеличение расхода масла в самих уплотнениях (причины см. в §§ 7.2 и 7.3).

Снижение давления масла на входе в регулятор перепада давлений “масло — водород” на 0,1 МПа и более от рабочего давления сопровождается автоматическим включением резервного маслонасоса (АВР), а при дальнейшем снижении давления — и аварийного маслонасоса (см. гл. 5, ч. 1). Это может быть вызвано серьезными неполадками в работе маслонасосов, которые могут в дальнейшем привести к перерыву в подаче масла.

Своевременное выявление понижения давления масла на входе в регулятор перепада давлений до срабатывания схемы АВР возможно при обходе и осмотре оборудования маслосхемы непосредственно по показаниям манометров. Другим признаком является прекращение

вращения золотника в регуляторах с вращающимся золотником (типа ДРДМ-12М и др.).

Для определения причин, вызывающих снижение перепада давлений “масло – водород”, необходимо:

установить, работала ли схема АВР и какой насос в работе, при необходимости включить второй насос;

проверить открытие вентилей (задвижек), которые по схеме должны быть постоянно открыты, и закрытие постоянно закрытых вентилей (задвижек);

убедиться, что масло после маслонасосов не сбрасывается через предохранительный клапан;

убедиться, что нет утечек масла по трассе, например, через свищи в трубопроводах, через неплотности или разрывы в прокладках фланцев или в воду в маслоохладителе (для этого перейти на другой маслоохладитель);

убедиться, что нет перелива масла через демпферный бак;

проверить и сравнить показания манометров после маслонасосов и перед регулятором, при подозрении на засорение фильтра (маслоохладителя) перейти на другой фильтр (маслоохладитель), а этот отключить для ревизии;

проверить, не возрос ли расход масла через уплотнения.

Последнее затруднено тем, что контроль общего расхода масла в уплотнениях обычно не предусматривается. Поэтому возможна лишь косвенная проверка: признаком возрастания общего расхода масла является рост уровня масла в трубе над демпферным баком, который обнаруживается по возникновению перелива. Наличие сигнала “*Высокий уровень масла в ДБ*” (демпферном баке) позволяет обнаружить рост уровня масла в трубе над демпферным баком до возникновения перелива. Кроме того, признаком возрастания общего расхода масла может быть возрастание расхода масла в сторону водорода, который проверяется по маслослужбам.

При реконструкции системы маслоснабжения с заменой регулятора РПД или ДРДМ-5 на регулятор с вращающимся золотником (например, типа ДРДМ-12М) должна быть обязательно проверена достаточность производительности маслонасосов в связи с неизбежным возрастанием общего расхода масла за счет дополнительного расхода на вращение золотника. Если это не было сделано, то дополнительный расход масла через сопла может привести к существенному понижению давления масла на входе в регулятор. Тогда надо либо заменить золотник регулятора другим, имеющим сопла с меньшим проходным сечением, либо заменить маслонасосы, а до этого работать с двумя включенными маслонасосами. Если основным источником маслоснабжения является инжектор, то надо произвести его переналадку для увеличения расхода масла и давления на выходе инжектора.

7.2. НЕИСПРАВНОСТИ И ОТКАЗЫ ТОРЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Повышение температуры баббита вкладыша является одним из основных признаков неисправности торцевого уплотнения. Для оценки теплового состояния вкладыша недостаточно знать температуру баббита, которая контролируется в процессе эксплуатации и нормируется (см. гл. 5, ч. 1). Повышение температуры баббита может произойти на вполне исправном уплотнении вследствие повышения температуры входящего масла, что в процессе эксплуатации часто упускают из вида. Такое повышение температуры должно быть немедленно выявлено и устранено. Если с температурой входящего масла все в порядке, то рост температуры баббита является следствием и признаком большинства неисправностей торцевого уплотнения, описанных ниже.

Следует учесть, что полноценной характеристикой теплового состояния является перегрев баббита T относительно масла, равный разности температур баббита и входящего масла (или перегрев масла, равный разности температур выходящего и входящего масла), а также диапазон изменений перегрева баббита ΔT одного и того же вкладыша при максимальных аксиальных перемещениях вала. Именно эти величины следует использовать для идентификации неисправностей, учитывая приведенные в табл. 4 значения T и ΔT , соответствующие нормальному тепловому состоянию уплотнений для различных турбогенераторов и нормальной аксиальной подвижности вкладышей. Эти значения установлены на основании результатов расчетов, исследований и опыта эксплуатации.

Измеряемая температура баббита во многом определяется нагревом запирающего пояска (в сторону водорода). Температура пояска не контролируется, в то же время она превышает на 20 – 30 °С температуру контролируемой зоны, а для изношенного вкладыша поднимается выше 100 °С. По данным ВТИ повышение температуры баббита подшипников сверх 100 °С недопустимо, так как приближается к температуре плавления баббита (130 °С). По-видимому, повреждения баббита изношенных вкладышей начинаются с подплавления запирающего пояска; часто при ревизиях масляных уплотнений именно на запирающих поясках вкладышей обнаруживаются следы повышенного нагрева.

Недостаточное или избыточное гидродинамическое усилие на несущей поверхности вкладыша может иметь место вследствие ошибочной (относительно заданной в чертеже) разделки баббита.

Таблица 4

Параметр	Значения параметров, °С, при нормальном состоянии вкладыша для турбогенераторов мощностью, МВт		
	до 30	от 30 до 120	от 120 до 500
T	10 – 15	12 – 17	18 – 25
ΔT	4	4	6

Гидродинамическое (отжимающее, или несущее) усилие на несущей поверхности вкладыша создается, как показано выше (см. гл. 2, ч. 1), при помощи обработки (разделки) баббитовой поверхности, обращенной к валу. Несущая поверхность состоит из большого числа площадок с уклоном в сторону вращения вала (клиновых площадок), разделенных плоскими участками ("сапожками"), параллельными упорному диску вала. Разделка баббита выполняется вручную после разметки рабочей поверхности баббита по шаблону в соответствии с чертежом.

Усилие в масляном клине в значительной степени зависит от угла скоса клиновой площадки по отношению к плоской баббитовой поверхности, параллельной упорному диску ротора. При заданных диаметрах и заданном количестве клиновых площадок угол скоса однозначно определяется максимальной глубиной скоса. Чем больше глубина скоса, тем больше (в определенных пределах) усилие в масляном клине на каждой отдельной площадке и, следовательно, тем больше суммарное несущее усилие, отжимающее вкладыш от вала, а при неизменной нагрузке на вкладыш больше толщина масляной пленки, больше расходы масла в сторону водорода и воздуха.

Недостаточное несущее усилие приводит к уменьшению толщины масляной пленки и, следовательно, к снижению расхода масла, т.е. к ухудшению охлаждения и повышению перегрева. Причиной этого дефекта может быть, например, заниженная глубина скоса, уменьшенное число клиновых площадок ("сапожков") по окружности. К аналогичным последствиям приводит также увеличение доли площади плоских поверхностей по сравнению с площадью клиновых площадок ("сапожков"), например, вследствие износа баббита. К снижению расхода масла приводит также уменьшение длины и глубины выемок на наружной кромке баббита для выхода масла.

Завышенное несущее усилие получается, когда вследствие недостаточного контроля увеличивается глубина скоса сверх установленных допусков либо на всех "сапожках", либо на части их. Иногда такое завышение является результатом заблуждения, будто увеличение отжимающих усилий в масляном клине повышает надежность работы. Однако увеличение несущей способности вкладышей против расчетного значения приводит лишь к необходимости увеличить нагрузку на вкладыш, что возможно на работающем генераторе только для двухпоточных уплотнений (путем увеличения давления прижимающего масла), да и то в ограниченных пределах. В случае же неизменной нагрузки завышение усилия, отжимающего вкладыш от вала, приводит к увеличению толщины масляной пленки при рабочей нагрузке на вкладыш и к соответственному увеличению расхода масла, которое может оказаться чрезмерным (см. § 7.1). К повышению расхода масла приводит также слишком большая длина и глубина выемок на наружной кромке баббита для выхода масла. При увеличении расхода масла температура вкладыша значительно снижает-

ся, но возможны пропуски водорода через уплотнение вследствие эжектирования.

Правильное проектирование скосов и выемок на баббитовой поверхности вкладыша производится на основании расчетов несущих усилий, расходов масла и температур торцевого уплотнения, проверяется в процессе стендовых испытаний, а затем в процессе эксплуатации. Выполнение разделки баббита по чертежам в пределах установленных допусков предотвращает недостаточность или завышение отжимающего усилия, т.е. повышение температуры баббита или завышение расхода масла.

Имеет большое значение также качество обработки сопряженных поверхностей вкладыша и упорного диска. Рабочая баббитовая поверхность вкладыша должна быть подогнана по краске к рабочей поверхности упорного диска (не менее 16 пятен на квадрате со стороной 0,025 м). К шероховатости рабочей поверхности упорного диска предъявляются аналогичные требования. Торцовое биеение рабочей поверхности упорного диска не должно превышать $0,02 \cdot 10^{-3}$ м.

Износ баббита вкладыша неизбежен в процессе длительной эксплуатации турбогенераторов, несмотря на то, что поверхности вкладыша и вращающегося ротора разделены масляной пленкой. Под износом подразумевается изменение формы рабочей поверхности, в основном, уменьшение клиновых площадок с одновременным увеличением поверхности, параллельной упорному диску ротора, вплоть до исчезновения "сапожков".

Уменьшение (исчезновение) клиновых площадок на баббите в результате износа приводит к уменьшению рабочей толщины масляной пленки, уменьшению расхода масла и проявляется в возрастании перегрева баббита $T_{\text{в}}$ в рабочем режиме. Снижается также способность вкладыша к самоустанавливанию (см. рис. 6, ч. 1), что приводит к случайным изменениям толщины масляной пленки, а следовательно, и температур баббита при изменениях нагрузки турбогенератора, т.е. износ как бы снижает подвижность вкладышей и проявляется аналогично.

Скорость износа баббита зависит от ряда факторов. Основным фактором является чистота масла. Наличие механических включений в масле, подаваемом в уплотнения, ускоряет износ. В эксплуатации отмечено, что увеличение числа остановов генератора в сочетании с увеличением общей продолжительности работы в режиме валоповорота ускоряет износ баббита. Стендовые испытания показали, что сама по себе работа при малой частоте вращения безопасна для баббита вкладышей уплотнений. Так, 500 ч работы в этом режиме не привели к заметному изменению формы разделки вкладышей, выполненных в габаритах уплотнений генератора ТГВ-300. Однако отмечено, что наличие механических включений в масле особенно опасно в таком режиме, когда плоские поверхности вкладыша и упорного диска, прижатые друг к другу, разделены лишь тончайшей

масляной пленкой и работают практически в режиме полусухого трения, — на баббите появляются глубокие царапины.

Износу баббита способствует низкая подвижность вкладыша при пуске и останове турбогенератора, при изменениях его электрической нагрузки. Замечено, что быстрее изнашивается и чаще повреждается при изменениях нагрузки вкладыш со стороны турбины.

Износу способствуют высокие удельные нагрузки на трущихся поверхностях. Чем больше нагрузка на вкладыш, тем меньше рабочая толщина масляной пленки, тем выше частота вращения ротора, при которой в процессе разворота образуется масляный слой достаточной толщины. Особенно большое значение имеет удельная нагрузка на плоских площадках вкладыша, работающих в режиме валоповорота при полусухом трении. Опыт эксплуатации показывает, что вкладыши уплотнений генераторов ТВВ-165-2, ТГВ-200, ТГВ-300, имеющие примерно вдвое большее удельное давление на площадках полусухого трения в указанном режиме, чем вкладыши уплотнений генератора ТВВ-320-2, изнашиваются быстрее, чем последние. На многих генераторах ТВВ-165-2 и ТГВ-200, работающих с частыми остановами, износ баббита обычно приводит к повышению температуры до 75°C через 6 — 8 мес. эксплуатации.

Для снижения скорости износа баббита необходимо обеспечить максимально высокую чистоту масла, особенно при пуске из ремонта (см. гл. 3, ч. 1). Необходимо также исключить коррозию металла деталей узла уплотнений, которая возможна при обводненном масле. Против коррозии металла применяют хромирование корпусов уплотнений или исполнение внутренней опорной части корпуса в виде вставки из нержавеющей стали.

Чтобы снизить износ баббита уплотнений генераторов типа ТГВ-200, ТГВ-300 при вращении вала от валоповоротного устройства, повышают перепад давлений “масло — водород” до 0,16 — 0,17 МПа, что соответствует повышению уровня масла в трубе над демпферным баком почти до переливной трубы. Это позволяет при отсутствии гидродинамического усилия создать масляный слой между вкладышем и упорным диском ротора за счет усилия от статического давления масла.

Следует исключить также эксплуатационные причины загрязнения масла, поступающего в уплотнения, например, накопление осадка шлама в демпферном баке и сброс его в уплотнения при изменении режима работы. Чтобы избежать этого, целесообразна прокачка масла через демпферный бак на остановленном турбогенераторе либо установка дополнительных фильтров на напорных маслопроводах после демпферного бака (потери напора в этих фильтрах не должны превышать 5 — 10 кПа).

Вкладыш с высокой степенью износа баббита и даже с полным износом, но с сохранившимися маслораздаточными канавками и отверстиями еще работоспособен. Однако при резких изменениях на-

грузки, пусках и остановах изношенный вкладыш не может без запаздывания следовать за ротором, что приводит к нарушениям газоплотности узла, повышению температуры и повреждениям баббита. Такой вкладыш при первой возможности следует заменить. Для этого желательна своевременная фиксация недопустимой степени износа. Штатный метод контроля баббита вкладышей по термометрам сопротивления, установленным на несущей поверхности, плохо отражает степень износа вкладыша, так как измеряемая температура во многом определяется нагревом запирающего пояска, который превышает на 20 – 30 °С нагрев контролируемой зоны.

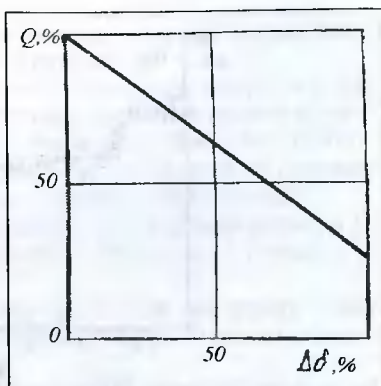


Рис. 18. Зависимость общего расхода масла Q (в процентах от исходного значения Q_0) в торцевом уплотнении от глубины износа баббита несущих клиновых площадок $\Delta\delta$ (в процентах от первоначальной глубины скоса)

Стендовые исследования износа баббита вкладышей, соответствующих габаритам уплотнений генератора ТГВ-300, показали, что износ баббита наиболее четко проявляется не в показаниях термометров сопротивления, которые могут не превышать предельных, а в значениях расхода масла в сторону воздуха, т.е. практически общего расхода масла. Зависимость общего расхода масла от глубины износа, измеряемой долей максимальной глубины скоса на неизношенном баббите от номинального значения, практически линейна (рис. 18). Отсюда следует, что организация контроля общего расхода масла в уплотнениях позволила бы в процессе эксплуатации более объективно контролировать степень износа баббитовой поверхности вкладыша без разборки уплотнений.

Для контроля расхода масла на напорных маслопроводах уплотнений могут устанавливаться расходомеры (например, с использованием в качестве первичного датчика расходомерных трубок конструкции УралВТИ). Когда всё масло прокачивается через демпферный бак, возможен приближенный контроль изменений расхода масла, например, при помощи дифференциального манометра, регистрирующего разность давлений масла на входе и выходе демпферного бака, или разность давлений масла в демпферном баке и газа (высоту столба масла в трубе над баком).

На одном из турбогенераторов типа ТГВ-200, где проходила опытную эксплуатацию способ контроля износа баббита вкладышей, основанный на контроле расходов масла, поступающих в каждое

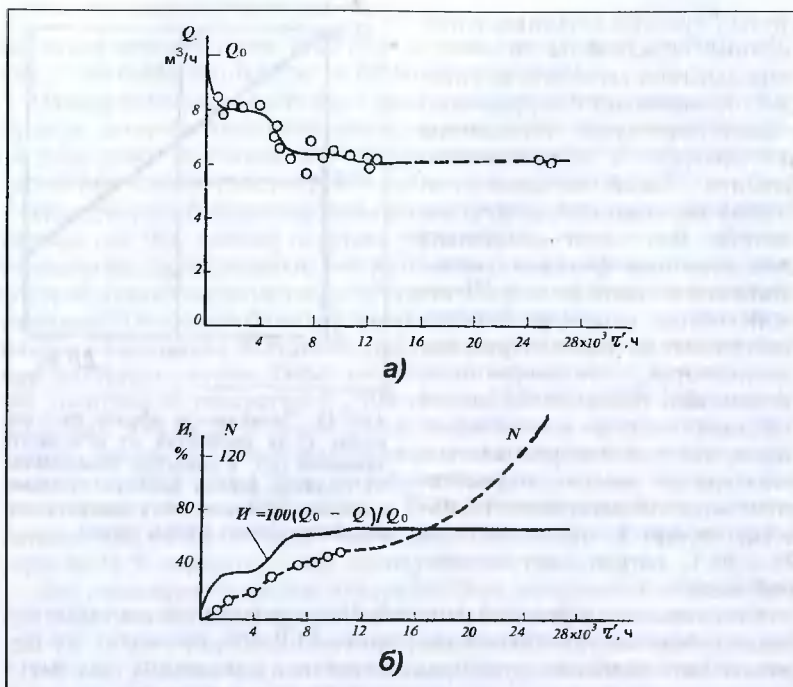


Рис. 19. Зависимость расхода масла Q в уплотнениях турбогенератора ТГВ-200 и износа баббита I от наработки τ ; N — накопленное число пусков

уплотнение, и сравнении их с первоначальными значениями, соответствующими неизношенным вкладышам, наработка уплотнений без ревизии превысила 25 000 ч и 144 пуска (рис. 19). Установлено, что с нарастанием наработки и числа пусков расходы масла снижаются и стабилизируются на уровне, соответствующем износу баббита примерно на 35 %, причем вкладыш со стороны турбины изнашивается быстрее.

Перекося вкладыша является одной из основных причин повреждений вкладышей торцевых уплотнений. Причиной перекосов вкладыша обычно является различие аксиальных усилий, действующих на вкладыш по окружности. Особенно важно равновесие суммарных усилий для верхней и нижней половин вкладыша. Аксиальному перемещению нижней половины вкладыша препятствует увеличение силы трения в корпусе от массы вкладыша. Разность сил трения может достигать нескольких десятков килограммов. При вращении вала такая разность не вызывает заметного перекоса вкладыша за счет спо-

способности вкладыша к самоустанавливанию, если нет дополнительных причин для перекоса, к которым относятся:

значительное различие суммарных отжимающих усилий в масляном слое на половинах вкладыша (верхней и нижней, правой и левой) за счет неравномерности разделки баббита по окружности вкладыша;

большая разница натягов или характеристик пружин по окружности вкладыша (для однопоточных уплотнений с пружинами);

наличие момента локальных сил трения, которые действуют на поверхностях соприкосновения вкладыша с корпусом, а также в стопорном (шпоночном) узле;

значительная неравномерность по окружности сил трения, действующих на поверхностях контакта резиновых уплотняющих колец с корпусом;

значительный износ баббита, снижающий способность вкладыша к самоустанавливанию, особенно неравномерный износ по окружности.

Основным признаком перекоса вкладыша является существенное различие температур (на 4 — 5 °С и больше) по термометрам сопротивления на одном и том же вкладыше; дополнительные признаки — повышенный расход масла в торцевых уплотнениях (общий и в сторону водорода) и пропуски водорода через уплотнение. При разборке обнаруживаются местные потемнения и подплавления баббита.

Увеличенные силы трения и вызванный ими перекос вкладыша способствуют недостаточной аксиальной подвижности, запаздыванию (застреванию) вкладыша в корпусе.

Недостаточная аксиальная подвижность, часто приводящая к застреванию вкладыша в корпусе, как и перекос, является одной из основных причин повреждений вкладышей торцевых уплотнений. Под достаточной аксиальной подвижностью вкладыша торцевого уплотнения в корпусе подразумевается максимально точное следование вкладыша за упорным диском ротора при аксиальных перемещениях последнего вследствие тепловых удлинений вала, связанных с изменениями нагрузки генератора.

Представляют интерес внешние признаки, позволяющие выявить в процессе эксплуатации нарушение аксиальной подвижности вкладыша в корпусе. Эти признаки проявляются в нарушении стабильности работы уплотнения. Так, при аксиальном перемещении вала не восстанавливается первоначальная толщина масляной пленки. Поэтому при изменениях нагрузки турбогенератора наблюдаются колебания температуры баббита вкладыша, расхода масла в сторону водорода. Меняется, конечно, и расход масла в сторону воздуха, усугубляя изменения температуры баббита. В конечном итоге этот дефект приводит к застреванию вкладыша в корпусе, т.е. либо к отставанию вкладыша от упорного диска — увеличению зазора между вкладышем и валом, нарушению масляного слоя и появлению водорода в картерах основных подшипников, либо к чрезмерной нагрузке на вкладыш

со стороны упорного диска — перегреву и выплавлению баббита. Замечено, что плохая подвижность вкладышей при снижении нагрузки генератора ведет для уплотнения со стороны контактных колец к заметному увеличению температуры вкладыша и уменьшению расхода масла как в сторону воздуха, так и в сторону водорода. В уплотнении со стороны турбины при тех же условиях снижается температура вкладыша, увеличивается расход масла как в сторону воздуха, так и в сторону водорода. Происходит как бы перераспределение расходов масла в уплотнениях с обеих сторон генератора. При повышении нагрузки описанные признаки меняются местами для уплотнений с двух сторон.

При значительных нарушениях подвижности вкладыша, сопровождающихся увеличением толщины масляной пленки, т.е. отходом вкладыша от вала (запаздыванием), отмечается появление водорода в картерах основных подшипников, которое имеет случайный характер. Оно может самоустраняться при изменениях нагрузки генератора. Содержание водорода в картерах также является случайной величиной, она может быть в безопасных пределах (до 1 %), а при недостаточном контроле может стать взрывоопасной и приводить к “хлопкам” и загораниям. При этом увеличивается скорость падения давления водорода в корпусе генератора. Поэтому серьезные нарушения подвижности вкладышей, сопровождающиеся увеличением толщины масляной пленки, весьма нежелательны с точки зрения опасности пожара или взрыва.

Значительные нарушения подвижности вкладыша при ходе ротора, уменьшающем толщину масляной пленки, сопровождаются случайными повышениями температуры, а в крайнем случае — при застревании вкладыша — подплавлением или выплавлением баббита вкладышей. В таком случае необходим немедленный останов генератора с вытеснением водорода из корпуса генератора инертным газом для восстановления работоспособности узла.

Из опыта эксплуатации и испытаний следует, что быстрее изнашивается и чаще повреждается при изменениях нагрузки турбогенератора вкладыш со стороны турбины. Поэтому представляют интерес различия в условиях работы вкладышей торцевых уплотнений с обеих сторон генератора. Вкладыш со стороны турбины оказывается в худших условиях в процессе набора нагрузки вследствие особенностей реакции регулятора перепада давлений “масло — водород”, имеющего обратную связь лишь с уплотнением на стороне турбины. Некоторое повышение давления уплотняющего масла на стороне турбины, вызываемое ростом гидродинамического усилия между вкладышем и валом при росте нагрузки, может приводить к уменьшению общей подачи масла через регулятор. Это, в сочетании с указанным выше перераспределением расходов масла, дополнительно ухудшает условия работы вкладыша на стороне турбины. Возможно, в условиях частых пусков целесообразно отказаться от одностороннего присоединения

обратной связи регулятора давления уплотняющего масла и присоединять эту связь к трубопроводу после демпферного бака до разветвления к уплотнениям.

Имеют значение также вопросы контроля напряжения на валу турбогенератора, изоляции подшипника и узла уплотнений. Обычно изолируются подшипник и уплотнение только со стороны контактных колец. Отсутствие изоляции корпуса уплотнений со стороны турбины приводит к тому, что к рабочим поверхностям вкладыша и вала, разделенным слоем масла, прикладывается большая разность потенциалов, чем со стороны контактных колец. При аксиальных перемещениях вала уменьшение толщины слоя масла в уплотнении со стороны турбины может приводить к пробоем этого масла и повреждению или к ускоренному износу баббита. Имеются данные о снижении перегрева баббита вкладышей уплотнений со стороны турбины некоторых турбогенераторов, где была установлена дополнительная изоляция корпусов уплотнений. Целесообразно также внедрение приборов, позволяющих постоянно контролировать значение напряжения на валу и своевременно принимать меры к восстановлению щеточного контакта заземления вала со стороны турбины.

Наблюдения, проведенные над двухпоточными торцевыми уплотнениями, показали, что имеется еще один фактор, связанный с перемещениями вала, — изменения давления в камерах прижимающего масла. При перемещении вала в сторону возбудителя (режим нагружения) падает давление в камере прижимающего масла со стороны возбудителя и возрастает со стороны турбины, что сопровождается колебаниями давления. Измерения показали, что минимальное и максимальное давления прижимающего масла при колебаниях достигали соответственно 0,1 — 0,3 МПа при номинальном значении 0,15 МПа; кратковременно давление прижимающего масла может подниматься и до больших значений (может оказаться полезной установка предохранительного клапана, не допускающего резкого повышения давления прижимающего масла). На соотношение давлений прижимающего масла для двух сторон генератора также может оказывать влияние одностороннее присоединение регулятора прижимающего масла.

Недостаточная подвижность вкладыша вызывается, как правило, увеличением усилий трения вкладыша о корпус, что усугубляется перекосом вкладыша и износом баббитовой поверхности. Основные причины увеличения усилий трения: деформация резиновых уплотняющих колец, отсутствие центровки вкладыша в корпусе уплотнения, недостаточная жесткость и деформация наружного шита, к которому закреплен корпус уплотнения, и (или) самого корпуса, неправильная обработка или повреждение сопряженных поверхностей стопорного (шпоночного) узла. Крайняя степень нарушения подвижности вкладыша — застревание вкладыша — объясняется ошибочным взаимным расположением вкладыша и корпуса при сборке.

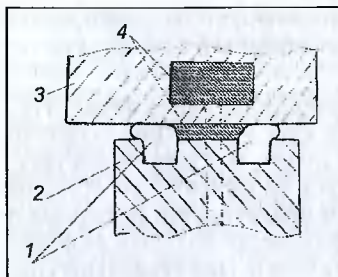


Рис. 20. Выдавливание резиновых уплотняющих колец (1) в зазор между вкладышем (2) и корпусом (3) под действием давления масла в камерах (4)

Эти причины связаны как с дефектами конструкции, так и с несовершенством технологии. Далее рассмотрены подробно способы их предотвращения.

Деформация резиновых уплотняющих колец в процессе эксплуатации и частичное выдавливание резины в уплотняемый зазор (рис. 20) создают значительное сопротивление аксиальному перемещению вкладыша и могут стать причиной утечек масла помимо вкладыша. Причины деформации резинового шнура — это слишком большой уплотняемый зазор и большое первоначальное сжатие резины. Имеет значение также качество резины.

На рис. 21 показан вид сильно деформированных резиновых уплотняющих колец после разборки уплотнений турбогенератора ТВФ-100-2 при радиальном зазоре между вкладышем и валом $(0,7 \div 0,8) \cdot 10^{-3}$ м (рис. 21, а), а также турбогенератора ТВВ-165-2 при радиальном зазоре $(1,2 \div 1,3) \cdot 10^{-3}$ м (рис. 21, б). Значительная деформация резиновых уплотняющих колец необратима; повторно эти кольца использовать нельзя. Чтобы избежать описанной деформации резины, требуется при установке уплотняющих колец применять минимально возможный по технологическим соображениям уплотняемый радиальный зазор между вкладышем и валом и не превышать начальное сжатие резинового шнура.

Начальное сжатие резинового шнура составляет:

$$\Delta d = d - (h_k + \Delta r),$$

где d — диаметр резинового шнура в свободном состоянии; h_k — глубина кольцевой канавки, в которую устанавливается шнур;



Рис. 21. Деформация резиновых уплотняющих колец на турбогенераторах типа ТВФ-100-2 (а) и ТВВ-165-2 (б)

$\Delta r = r_1 - r_2$ — уплотняемый радиальный зазор между корпусом и вкладышем; r_1 — радиус расточки корпуса; r_2 — радиус цилиндрической поверхности вкладыша у кромки кольцевой канавки.

Минимально допустимое начальное сжатие для диаметра резинового шнура $d = (7 \pm 10) \cdot 10^{-3}$ м составляет $\Delta d_{\min} = 0,25 \cdot 10^{-3}$ м. Максимальное начальное сжатие не должно превышать следующих значений:

$\Delta d_{\max}, 10^{-3} \text{ м}, \dots\dots\dots$	0,4	0,4	0,5	0,6
$d, 10^{-3} \text{ м}, \dots\dots\dots$	7	8	9	10

Рекомендуются следующие значения средних радиальных зазоров Δr между вкладышем и корпусом в зависимости от перепада давлений на резиновом кольце Δp :

$\Delta r, 10^{-3} \text{ м}, \dots\dots\dots$	0,7 ÷ 0,9	0,6 ÷ 0,7	0,5	0,5
$\Delta p, \text{ кПа}, \dots\dots\dots$	40 ÷ 90	140 ÷ 180	200 ÷ 250	250 ÷ 450

Отсутствие центровки вкладыша в корпусе характеризуется неравномерностью радиального зазора и усилий от трения по окружности вкладыша. Если вкладыш в корпусе не отцентрован, то в нижней части расточки корпуса радиальный зазор снизится почти до нуля, а в верхней части увеличится до максимального значения разности диаметров корпуса и вкладыша. Это может свести на нет все усилия по предупреждению деформации резиновых колец. Наилучшим образом равномерность радиального зазора обеспечивается при помощи центровки вкладыша в расточке корпуса на так называемых сухарях, которые располагаются по окружности с учетом направления вращения вала и положения стопора-шпонки от проворачивания вкладыша (рис. 22).

При наиболее распространенном расположении стопора-шпонки 1 — вверху (рис. 22, а) — один сухарь 4 располагается в расточке корпуса 2 внизу под вкладышем 3, воспринимая усилие P_r от массы вкладыша; а второй сухарь — в горизонтальной плоскости, со сдвигом по направлению вращения вала, не допуская сближения вкладыша с корпусом под действием усилия P_m . Это усилие приложено к вкладышу от крутящего момента $M_{кр}$, передаваемого от вала и уравновешиваемого моментом от усилия реакции шпонки $P_{ш}$. При расположении стопора в горизонтальной плоскости вполне достаточно одного сухаря 4 внизу для центровки вкладыша в корпусе (рис. 22, б, в). Если же стопор находится в нижней части, то, как и в первом случае, требуются два сухаря: один (опорный) — внизу рядом со стопором, другой в горизонтальной плоскости со сдвигом против направления вращения вала (рис. 22, г). Качество обработки рабочих поверхностей сухарей вкладыша проверяется пригонкой по поверхности расточки корпуса по краске — должно быть не менее 10 пятен на квадрате со стороной 0,025 м. Точность центрирования вкладыша в

расточке корпуса должна быть не менее $0,1 \cdot 10^{-3}$ м. При отклонении расточки корпуса от цилиндрической формы должна быть обеспечена симметричность радиального зазора относительно оси уплотнения с точностью до $0,1 \cdot 10^{-3}$ м. Шероховатость поверхности расточки корпуса в местах установки резиновых колец и сухарей должна быть не более $1,25 \cdot 10^{-6}$ м (ГОСТ 9378-75), а отклонение образующей расточки корпуса от прямой в местах установки сухарей не должно превышать $0,05 \cdot 10^{-3}$ м.

Деформация наружных (торцевых) щитов вследствие их недостаточной жесткости наблюдается на некоторых генераторах, что приводит к нарушению условий для нормального следования вкладышей за валом, поскольку к щитам крепятся корпуса уплотнений. Поэтому целесообразно проверять биение торцевой поверхности наружного щита турбогенератора, к которой закрепляется корпус уплотнения. Максимально допустимое торцевое биение указанной поверхности должно составлять примерно 15 – 20 % отношения диаметра окружности расположения болтов крепления корпуса к расстоянию от внутренней кромки центрирующего сухаря (или центра опорной поверхности вкладыша) до внутреннего торца вкладыша.

Деформация корпусов уплотнений наблюдается на турбогенераторах ТВФ-100-2 и ТВВ-165-2 ранних выпусков из-за недостаточной жесткости, что также препятствует нормальному перемещению вкладышей.

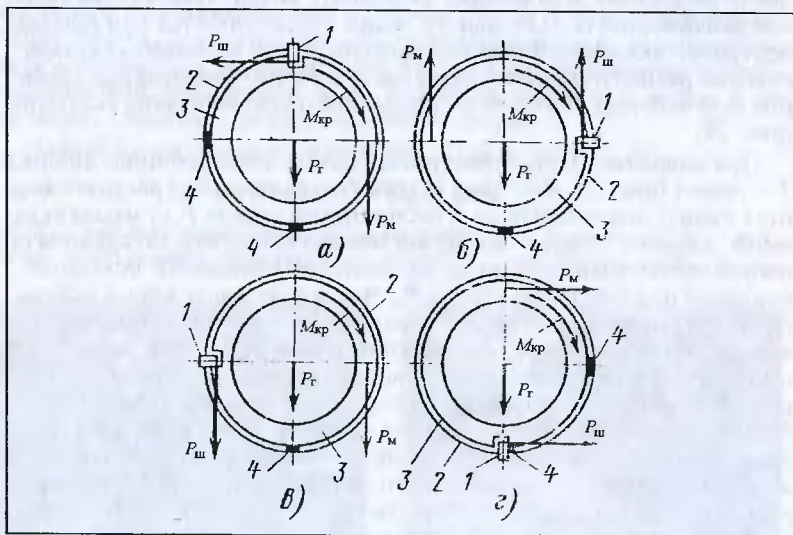


Рис. 22. Расположение центрирующих сухарей при различном расположении стопора-шпонки

Дефекты сопряженных поверхностей стопорных (шпоночных) узлов возникают в результате смятия металла в месте контакта из-за длительного воздействия больших удельных давлений, если шпонка, стопорящая вкладыш от проворота, и контактирующая с ней деталь изготовлены из сравнительно мягкой стали без термообработки. Имеет значение также чистота поверхностей указанных деталей.

Для изготовления деталей шпоночного узла рекомендуется сталь марок 10, 15 или 20 с цементацией и последующей закалкой. Твердость контактных поверхностей шпоночного узла должна быть не менее 300 НВ. Допустимое отклонение от плоскостности контактных поверхностей шпоночного узла не должно превышать $0,05 \cdot 10^{-3}$ м, шероховатость контактных поверхностей для плоских шпонок — $0,63 \cdot 10^{-6}$ м (по ГОСТ 9378-75), для роликовых шпонок — вдвое большее значение.

На ряде генераторов обнаруживаются электроэрозионные повреждения шпонки-стопора, контактирующей с ней поверхности вкладыша и поверхностей контакта вкладыша с корпусом. Ожоги поверхностей, перенос металла с одной поверхности на другую увеличивают силу трения вкладыша в корпусе и препятствуют аксиальному перемещению вкладыша. Наиболее часто электроэрозионные повреждения поверхностей трения в уплотнениях наблюдаются на турбогенераторах с ухудшенной изоляцией корпуса уплотнения со стороны возбuditеля, которая в процессе эксплуатации не может контролироваться. Там, где появляются подобные повреждения, необходимо принять меры к обеспечению изоляции от подшипниковых токов, исключить появление напряжения на валу. Если последнее не может быть устранено, то целесообразно установить закоротку из жгута тонких медных гибких проводников между вкладышем и корпусом, исключив, таким образом, возможное появление разности потенциалов. Закоротка не должна препятствовать аксиальному перемещению вкладыша в корпусе.

Застревание вкладыша с аварийными последствиями происходит, если при аксиальном перемещении упорного диска опорная поверхность вкладыша или крайнее резиновое кольцо выходят за пределы расточки корпуса. При конструировании узла уплотнений монтажные аксиальные расстояния торцевых поверхностей и кромок, определяющие взаимное расположение вкладыша и корпуса при сборке, обычно назначаются с учетом следующих величин, которые должны быть заранее известны (для каждой стороны генератора):

начальное положение упорного диска ротора относительно торца наружного щита генератора в холодном состоянии при отсутствии избыточного давления в корпусе генератора;

аксиальное перемещение упорного диска ротора во всем диапазоне нагрузок турбоагрегата относительно начального положения;

деформация наружного щита при повышении и снижении давления газа в корпусе генератора, с учетом нагрева и охлаждения;

заданный аксиальный зазор (с учетом запаса на возможную необходимость проточки упорного диска) до $10 \cdot 10^{-3}$ м.

Итак, необходимая аксиальная подвижность вкладыша в корпусе торцевого уплотнения обеспечивается за счет:

равномерности радиального зазора по окружности благодаря центровке вкладыша в корпусе на сухарях;

небольшого начального сжатия резинового шнура при установке уплотняющих колец;

необходимой твердости и чистоты контактных поверхностей стопорного (шпоночного узла), предупреждения электроэрозионных повреждений контактных поверхностей;

правильного взаимного расположения вкладыша и корпуса при сборке.

Завышенный расход масла в сторону водорода в уплотнении ухудшает экономичность эксплуатации уплотнения, так как увеличение этого расхода масла приводит к росту расхода водорода на продувки генератора (см. гл. 3, ч. I). Причинами повышения расхода масла в сторону водорода могут быть:

неправильная разделка баббитовой поверхности — увеличенное гидродинамическое усилие, некачественная подгонка к упорному диску и др.;

недостаточное усилие, прижимающее вкладыш к валу;

неплотности или повреждения резиновых колец, отделяющих масляную камеру от сливной камеры со стороны водорода;

недостаточная подвижность вкладыша;

значительный перекося вкладыша;

дефекты сборки вкладыша и корпуса — течи масла из масляных камер по разъемам в сторону водорода;

конусность упорного диска;

повреждение (отслоение) баббита в зоне запирающего пояса.

Чтобы избежать утечек масла по разъемам вкладыша, надо обеспечить такую плотность прилегания поверхностей разъемов вкладыша при затянутых болтах, чтобы шуп толщиной $0,03 \cdot 10^{-3}$ м не входил на глубину более, чем $3 \cdot 10^{-3}$ м. К корпусам уплотнений предъявляется аналогичное требование: при затянутых болтах разъемов корпуса (без резины в канавке) шуп толщиной $0,03 \cdot 10^{-3}$ м не должен входить на глубину более, чем $5 \cdot 10^{-3}$ м. Кроме того, должно быть обеспечено высокое качество сопряжения болтов повышенной точности (призонных) в отверстиях соединяемых половин вкладышей и корпусов. Конусность упорного диска не должна превышать $0,05 \cdot 10^{-3}$ м.

Завышенный расход масла в сторону воздуха приводит к появлению водорода в картерах подшипников. Это явление называют эжектированием водорода, и оно наблюдается даже при наличии слива масла в сторону водорода. Причинами повышения расхода масла в сторону воздуха могут быть:

заниженное усилие, прижимающее вкладыш к упорному диску, и следовательно, увеличенная толщина масляной пленки между вкладышем и валом;

неправильная разделка баббитовой поверхности (чрезмерное гидродинамическое усилие, увеличенное сечение выемок для выхода масла с клиновых площадок и т.п.);

значительный перекося вкладыша в корпусе;

застывание вкладыша при аксиальном перемещении;

повреждение (отслоение) баббита;

дефекты сборки вкладыша и корпуса — течи масла из масляных камер по разъемам в сторону воздуха.

Если уплотнение длительно работает с увеличенной толщиной масляной пленки, т.е. с увеличенным расходом масла в сторону воздуха, то водород в картеры подшипников и сливные маслопроводы попадает непрерывно, и если вентиляция последних недостаточна, то содержание его может возрастать.

Если возрастание расходов масла между вкладышем и валом в сторону воздуха и водорода происходит за счет утечек непосредственно из масляных камер вкладыша и корпуса в обе стороны через неплотности, вызванные деформацией и повреждениями резиновых уплотняющих колец, повреждением (отслоением) баббита, некачественной пригонкой разъемов, то эти неплотности, кроме утечек масла, могут приводить также и к нарушению газоплотности.

Возрастание общего (суммарного) расхода масла может происходить не только по перечисленным выше причинам, связанным с дефектами собственно узла уплотнения.

Сифонный перелив масла через верх демпферного бака значительно увеличивает общий расход масла; он обнаруживается по смотровому патрубку на переливной трубе из бака или — при отсутствии патрубка — на ощупь: переливная труба становится теплой; кроме того, понижается давление масла на входе в уплотнения.

В двухпоточных уплотнениях к заметному возрастанию общего расхода масла может привести чрезмерный дополнительный расход прижимающего масла. Расход прижимающего масла обусловлен, в основном, диаметром отверстий в камере прижимающего масла между вкладышем и корпусом уплотнений, через которые этот поток масла сливается в картеры основных подшипников. Диаметр указанных отверстий в уплотнениях должен быть не более заданного в чертежах. Установлено, что для турбогенераторов типа ТВВ-320-2 этот диаметр должен быть не более 0,002 м. В противном случае расход масла будет слишком велик, и тогда следует фактически выполненные отверстия большего диаметра заглушить резьбовыми пробками с новыми отверстиями диаметром 0,002 м. Слишком большой расход прижимающего масла возможен также при неплотностях резиновых уплотняющих колец в камере прижимающего масла.

К возрастанию общего расхода масла могут приводить неисправности регулятора перепада давлений "масло — водород" (см. § 7.5), а также установка регулятора перепада давлений с вращающимся золотником.

Чрезмерное возрастание общего расхода масла в уплотнениях может стать причиной нехватки масла, подаваемого от демпферного бака, при аварийном безнасосном выбеге турбоагрегата. Например, на одном турбогенераторе 300 МВт увеличение отверстий в камере прижимающего масла (диаметр 0,004 м вместо 0,002 м) повысило общий расход масла на 15 — 20 %. Это стало причиной опорожнения демпферного бака во время выбега уже при 1000 мин⁻¹.

Недостаточное усилие, прижимающее вкладыш к валу приводит к увеличению толщины масляной пленки при рабочей нагрузке на вкладыш и к соответственному увеличению расхода масла. Вкладыш при этом значительно охлаждается, но неизбежны указанные выше отрицательные последствия от повышения расхода масла в сторону водорода и общего расхода масла.

В однопоточных торцевых уплотнениях недостаточное усилие, прижимающее вкладыш к валу, объясняется неправильным (недостаточным) натягом пружин или применением пружин с характеристикой, отличающейся от той, которая соответствует расчетному натягу, указанному в инструкции завода-изготовителя. Например, для турбогенераторов типов ТГВ-200 и ТГВ-300 расчетная характеристика пружин в уплотнениях линейна и соответствует сжатию пружин на 0,04 м при усиллии 300 Н (длина пружины в свободном состоянии $0,132 \pm 0,002$ м). Натяг, указываемый в инструкции (сжатие при установке), рассчитан заводом-изготовителем с учетом указанной характеристики и обеспечивает заданное усилие, прижимающее вкладыш к валу. Не рекомендуется использовать для работы пружину, если ее реальная характеристика отличается от расчетной более, чем на 10 %. Чтобы новые пружины не меняли своих свойств в процессе эксплуатации, целесообразно стабилизировать их, например, путем выдерживания в сжатом состоянии в течение 12 ч. Натяг пружин указывается в инструкциях или формулярах заводов-изготовителей обязательно с учетом максимально возможного аксиального смещения ротора в направлении от турбины к контактному кольцам. Поэтому натяг пружин, выполняемый во время сборки уплотнений, должен быть на стороне контактных колец больше, чем на стороне турбины, на 0,005 м для турбогенераторов ТВ-60-2, ТВФ-60-2, ТВФ-100-2; на 0,006 м для турбогенераторов ТГВ-200; на 0,007 м для турбогенераторов ТГВ-300. В процессе эксплуатации вследствие теплового удлинения ротора эти различия сглаживаются — на стороне турбины натяг увеличивается, на стороне контактных колец уменьшается.

В двухпоточных уплотнениях недостаточное усилие, прижимающее вкладыш к валу, может быть вызвано либо неправильной настройкой регулятора давления прижимающего масла, либо дефекта-

ми сборки или изготовления этого регулятора. При подаче масла от демпферного бака прижимающее вкладыш усилие может уменьшиться, если не обеспечен прогрев масла на участке трубопровода от демпферного бака до регулятора давления прижимающего масла, за счет роста потерь напора при низкой температуре масла.

Завышенное усилие, прижимающее вкладыш к валу, очевидно, приводит к снижению общего расхода масла и повышению перегрева баббита. В однопоточных торцевых уплотнениях чрезмерное усилие, прижимающее вкладыш к валу, объясняется неправильным (завышенным) натягом пружин или применением пружин с характеристикой, отличающейся от той, которая соответствует расчетному натягу, указанному в инструкции завода-изготовителя. В двухпоточных уплотнениях чрезмерное усилие, прижимающее вкладыш к валу, может быть вызвано либо неправильной настройкой регулятора давления прижимающего масла, либо дефектами сборки или изготовления этого регулятора.

7.3. НЕИСПРАВНОСТИ И ОТКАЗЫ КОЛЬЦЕВЫХ УПЛОТНЕНИЙ

Повышение температуры баббита вкладыша кольцевого уплотнения, как и торцевого, сверх допустимого значения обычно вызвано либо повышением температуры масла на входе в уплотнения, либо недостаточностью охлаждающего расхода масла (в сторону воздуха).

В кольцевом уплотнении допустимо повышение температуры баббита до 80 °С. В период приработки температура масла, сливающегося в сторону водорода в кольцевых уплотнениях, может подниматься кратковременно до 90 °С и выше. Это не нарушает работоспособности узла, но длительная работа при такой температуре способствует ухудшению качества масла.

Обычно в кольцевых уплотнениях, как и в торцевых, больше всего нагрет запирающий поясик в сторону водорода. Температура пояска тем выше, чем меньше кольцевой зазор между вкладышем и валом зазор и чем больше аксиальная длина. Значительная часть тепла с пояска отводится через вкладыш к основному охлаждающему потоку масла, роль которого в связи с этим возрастает.

Как и для торцевого уплотнения, полноценной характеристикой теплового состояния вкладыша является перегрев баббита относительно масла T , равный разности температур баббита и входящего масла, а также перегрев масла, равный разности температур выходящего и входящего масла. Допустимым можно считать перегрев баббита в пределах 35 – 45 °С и масла — в пределах 40 – 50 °С. Если фактический перегрев оказывается выше указанных пределов и не снижается в процессе приработки, а расходы масла — не менее заданных, то это является одним из признаков ухудшения радиальной подвижности вкладыша, а также дефекта конструкции или сборки.

Следует отметить, что гидродинамическая разделка баббита значительно увеличивает потери мощности в уплотнении, и если расход масла недостаточен для отвода тепла, то применение такой разделки приводит к повышению температуры.

Недостаточная радиальная подвижность вкладыша приводит к тому, что при радиальных перемещениях вала баббитовая поверхность вкладыша подвергается ускоренному износу. В идеальном кольцевом уплотнении вкладыш должен двигаться вместе с валом. Однако реальный вкладыш инерционен и вдобавок тормозится при радиальном перемещении силами трения. Сила трения пропорциональна аксиальному усилию, с которым вкладыш (через резиновые уплотняющие кольца) прижат к стенкам выточки в корпусе уплотнения. Это усилие определяется давлением водорода и площадью вкладыша, соприкасающейся с водородом. Чем выше давление водорода, тем больше усилия, требующиеся для радиального смещения вкладыша в корпусе уплотнения. Гидродинамическое усилие в масляном слое кольцевого уплотнения должно существенно превышать силу трения резиновых колец в корпусе, препятствующую радиальному смещению вкладыша, в противном случае неизбежно значительное сближение вала и вкладыша, отставание по фазе движения вкладыша от движения вала. При значительном отставании происходят соударения вала с баббитовой поверхностью вкладыша (при вибрации вала), вследствие чего ускоряется износ баббита. В обычном кольцевом уплотнении с малым эксцентриситетом вала относительно вкладыша при высоком давлении водорода гидродинамические усилия в масляном слое могут оказаться недостаточными, чтобы исключить соударения вала с баббитовой поверхностью вкладыша при вибрации вала.

Гидродинамическая разделка баббитовой поверхности вкладышей кольцевых уплотнений, аналогичная по форме разделке баббита вкладышей торцевых уплотнений, позволяет устранить этот недостаток. Такая разделка значительно увеличивает усилия, возникающие в масляном слое при сближении вкладыша и вала, делает их зависимыми от минимальной толщины масляного слоя и практически исключает соударения с валом при нормальных уровнях радиальной вибрации, что значительно повышает стабильность состояния баббитовой поверхности в процессе эксплуатации. Положительным свойством разделки является и то, что наличие клиновых площадок постоянно центрирует вкладыш относительно вала, способствует самоустановливанию вкладыша относительно вала. Это позволяет предотвратить перекос вкладыша.

Другой способ обеспечения радиальной подвижности кольцевого вкладыша — компенсация аксиального усилия, действующего на вкладыш со стороны водорода, путем создания противоположно направленного усилия от давления масла. То же достигается при помощи дополнительных потоков масла (двух- и трехпоточные уплотне-

ния). Дополнительная компенсация усилия со стороны водорода может быть достигнута также созданием между вкладышем и корпусом боковой воздушной камеры со стороны водорода, отделенной от водорода и масла резиновыми кольцами.

Компенсация аксиального усилия разгружает вкладыш и значительно снижает усилия трения, препятствующие радиальному смещению вкладыша, т.е. следованию вкладыша за валом. Вкладыш в таком уплотнении очень долго не изнашивается, а резиновые кольца деформируются незначительно.

Компенсация аксиального усилия должна осуществляться за счет подбора боковых площадей вкладыша, на которые действуют давления газа и масла, так, чтобы вкладыш был практически полностью разгружен при том рабочем давлении водорода, с которым турбогенератор работает длительно. Обычно таким давлением является номинальное давление водорода. При постоянном значении перепада давлений масла и газа (регуляторы РПД-14, ДРДМ-5, ДРДМ-12М и т.п.) достаточная компенсация достигается лишь в очень узком интервале давлений газа вблизи того значения, для которого предусмотрена максимальная разгрузка вкладыша.

Если турбогенератор часто работает с переменным графиком нагрузки при различных давлениях водорода ниже номинального значения, целесообразно предусмотреть компенсацию аксиального усилия в достаточно широком диапазоне давлений водорода. Для этого необходим регулятор, обеспечивающий заданную характеристику — зависимость перепада давлений масла и газа от давления газа. Так, регулятор типа ДРДМ-21У имеет линейную характеристику. Чтобы обеспечить компенсацию аксиального усилия на вкладыш в заданном диапазоне давлений водорода, надо подобрать параметры характеристики регулятора для заданных размеров вкладыша и корпуса уплотнения (см. приложение).

Нарушению радиальной подвижности вкладыша способствует обводнение масла, которое приводит к коррозии металла, отложению продуктов коррозии в узких зазорах между вкладышем и валом. Чтобы этого не происходило, следует не только заботиться о качестве масла, но и изготавливать корпус и вкладыш уплотнения из материалов, не подверженных коррозии (вкладыш — из латуни или бронзы, корпус — из нержавеющей стали). Кстати, это снижает нагрев узла в мощных генераторах, имеющих высокий уровень электромагнитных полей рассеяния в торцевых зонах.

Уплотняющие резиновые кольца должны устанавливаться в кольцевом уплотнении с более жесткими, чем в торцевом уплотнении, требованиями к соблюдению предусмотренных в конструкторско-технологической документации требований и допусков. Отступления от заданных значений уплотняемых зазоров, диаметра резинового шнура и размеров кольцевых канавок, большое начальное сжатие резины — все это приводит к тому, что в процессе эксплуата-

ции резина деформируется, частично выдавливаясь в зазор, “закусывается”, что создает значительное сопротивление радиальному перемещению вкладыша и может стать причиной утечек масла помимо вкладыша. Поэтому начальное сжатие этих резиновых колец не должно превышать $0,2 \cdot 10^{-3}$ м. Недостаточно сжатые в рабочем режиме резиновые кольца со стороны водорода могут привести к значительной утечке масла помимо вкладыша в сторону водорода, а для некоторых конструкций — к нарушению газоплотности узла.

Износ баббита вкладыша зависит от ряда факторов. Основным фактором, как и для торцевого уплотнения, является чистота масла. Наличие механических включений в масле, подаваемом в уплотнение, ускоряет износ. Отрицательным фактором является также обводнение масла. Другими решающими факторами являются вибрация вала и недостаточная радиальная подвижность вкладыша. Предельно сжатые в рабочем режиме резиновые кольца со стороны воздуха препятствуют самоустанавливанию вкладыша относительно вала, что способствует перекосу вкладыша и нарушению его радиальной подвижности. Износ баббита приводит к увеличению радиального зазора между вкладышем и валом и расходов масла, т.е. снижению температуры баббита.

Перекося кольца вкладыша относительно вала (различие кольцевых зазоров по длине вкладыша) возникает оттого, что весьма затруднительно и маловероятно обеспечение строгой перпендикулярности к валу торцевой поверхности выточки в корпусе, жестко закрепленном на наружном щите. Если вкладыш прижат к этой поверхности, то неизбежен перекося вкладыша относительно вала, что усугубляется деформацией корпуса уплотнения и наружного щита генератора при повышении давления водорода, изгибом вала ротора. Чтобы перекося был минимален, аксиальный размер (длина) вкладыша должен быть тем меньше, чем больше габариты наружного щита и вала. Однако есть конструктивные ограничения на отношение диаметра кольца вкладыша к его аксиальной длине, предупреждающие коробление и деформацию вкладыша. Поэтому необходимы дополнительные меры по минимизации перекося вкладыша.

Прежде всего необходимо исключить прижатие вкладыша к корпусу, для чего следует не только обеспечить максимальную радиальную подвижность вкладыша, но и предусмотреть необходимые для самоустанавливания вкладыша относительно вала зазоры между вкладышем и стенками выточки в корпусе. Кроме того, уплотняющие резиновые кольца не должны быть слишком деформированы и сжаты, так как это препятствует самоустанавливанию вкладыша относительно вала и нарушает его радиальную подвижность, способствуя перекосу вкладыша. В этом смысле конструкция уплотнения, где вкладыш сочленяется с корпусом через самоустанавливающуюся в корпусе промежуточную обойму, весьма перспективна, так как вместе с обоймой самоустанавливается относительно вала и вкладыш.

Перекося вкладыша является дополнительной причиной значительного увеличения расходов масла. При этом разность температур баббита в разных точках кольца вкладыша возрастает, а в отдельных точках температура может оказаться значительно повышенной.

Повышение расхода масла в сторону воздуха может происходить по следующим причинам:

- слишком большие радиальные зазоры между вкладышем и валом вследствие износа баббита или дефектов изготовления и сборки;

- перекося и(или) деформация вкладыша в корпусе;

- неплотности и повреждения резиновых уплотняющих колец со стороны воздуха;

- неплотности разъемов вкладыша и(или) корпуса;

- неправильная гидродинамическая разделка баббита;

- повреждение (отслоение) баббита.

Увеличенные радиальные зазоры между вкладышем и валом либо обусловлены ошибками проектирования, изготовления, сборки, либо возникают в процессе эксплуатации вследствие износа баббита. Чем меньше аксиальная длина вкладыша, тем меньше должен быть радиальный зазор. Минимально возможный зазор по условиям технологии изготовления — $(0,03 - 0,04) \cdot 10^{-3}$ м (на радиус) при внутреннем диаметре вкладыша примерно 0,3 – 0,5 м. Максимальное значение зазора назначается при проектировании с учетом принятой формы баббитовой поверхности $(0,05 - 0,06) \cdot 10^{-3}$ м. При этом учитываются конструктивные меры по снижению расхода масла в сторону водорода.

Увеличенный расход масла может быть следствием недостаточной плотности резиновых колец, перекрывающих зазор между вкладышем и корпусом и между промежуточной обоймой и корпусом, из-за деформации или повреждений резины, а также следствием неплотностей разъемов вкладыша и корпуса. К плотности сборки разъемов вкладыша и корпуса должны предъявляться не менее жесткие требования, чем для торцевого уплотнения.

Гидродинамическая разделка баббитовой поверхности вкладышей увеличивает расход масла в сторону воздуха. Поэтому следует придерживаться определенных ограничений по глубине скоса клиновой площадки и по размерам выходов для масла в сторону воздуха (аналогично торцевым уплотнениям).

Чрезмерное увеличение расхода масла в сторону воздуха приводит к снижению перепада давлений масла и газа, нарушению газоплотности узла. Расход масла в сторону водорода при этом уменьшается.

Повышение расхода масла в сторону водорода происходит по тем же причинам, что и повышение расхода масла в сторону воздуха:

- увеличенные радиальные зазоры между запирающим пояском вкладыша и валом (вследствие износа баббита или дефектов изготовления и сборки);

- перекося вкладыша относительно вала;

недостаточная плотность резиновых колец, перекрывающих зазор между вкладышем и корпусом со стороны водорода и между промежуточной обоймой и корпусом;

неплотности разъемов;

повреждение (отслоение) баббита.

Если повышение расхода масла в сторону водорода происходит из-за неплотностей (резиновых колец, разъемов, баббитовой заливки), то это может сопровождаться повышенным нагревом баббита вкладыша на запирающем пояске.

Еще одна редко встречающаяся причина — износ и повреждения поверхности шейки вала в зоне расположения запирающего пояска, что фактически приводит к увеличенным радиальным зазорам.

7.4. ПОПАДАНИЕ ВОДОРОДА В КАРТЕРЫ ПОДШИПНИКОВ — НАРУШЕНИЕ ГАЗОПЛОТНОСТИ УПЛОТНЕНИЙ

Попадание водорода в картеры подшипников имеет место как на торцевых, так и на кольцевых уплотнениях не только при нарушении подачи масла, но и при нормальном маслоснабжении. Известны следующие причины этого явления:

дефекты сборки вкладышей и корпусов — неплотности разъемов вкладышей и корпусов уплотнений;

повреждение (отслоение) баббита;

неплотности уплотняющих резиновых колец;

нарушения аксиальной подвижности вкладышей торцевых и радиальной подвижности кольцевых уплотнений;

эжектирование водорода.

Анализ изменений содержания водорода в картерах в зависимости от изменения давления водорода в корпусе генератора, частоты вращения и давлений масла помогает отличить и выделить действительную причину из приведенного ряда.

Утечки водорода через неплотности отличаются тем, что содержание водорода в картерах уменьшается при снижении давления водорода в корпусе генератора. Оно также не зависит от частоты вращения и от давления уплотняющего масла (а также и прижимающего масла — в двухпоточных торцевых уплотнениях). Слив масла в сторону водорода и температура баббита при этом могут быть достаточно высоки.

Нарушение аксиальной подвижности (запаздывание) вкладыша торцевого уплотнения приводит к появлению водорода в картерах подшипников, которое может самоустраняться при изменениях нагрузки генератора. Содержание водорода в картерах может быть в безопасных пределах (до 1 %), но может повышаться и до возникновения “хлопков”, а при быстром падении давления водорода в корпусе

генератора — даже до загораний водорода и взрывов. Это наиболее опасный случай.

Нарушение радиальной подвижности вкладыша кольцевого уплотнения может приводить к появлению водорода в картерах подшипников при повышении вибрации вала. Содержание водорода в картерах в этом случае снижается при снижении вибрации.

Эжектирование водорода в картеры подшипников сопровождается снижением слива масла в сторону водорода и перегрева баббита. Содержание водорода в картерах зависит от частоты вращения ротора, снижаясь по мере ее уменьшения. При эжектировании водорода в торцевом уплотнении содержание водорода в картерах увеличивается при снижении давления водорода в корпусе генератора (поскольку снижается нагрузка на вкладыши), а также весьма существенно зависит от частоты вращения ротора. Повышение давления прижимающего масла в двухпоточном торцевом уплотнении может существенно снизить, а то и прекратить попадание водорода в картеры подшипников. Несколько улучшает дело также снижение давления уплотняющего масла, но только в тех случаях, когда при этом либо не меняется, либо увеличивается нагрузка на вкладыши. При эжектировании водорода в кольцевом уплотнении содержание водорода в картерах в меньшей степени зависит от частоты вращения ротора, а снижение давления водорода и масла в допустимых пределах позволяет снизить попадание водорода в картеры подшипников за счет снижения расхода масла в сторону воздуха.

Устранение попадания водорода в картеры подшипников без останова турбогенератора иногда получается путем изменения в допустимых пределах давления газа, перепада давлений “масло — водород”, давления прижимающего масла (для двухпоточных торцевых уплотнений) и соответствующей перенастройки регуляторов. Если это не удастся, то остается одно — останов генератора, разборка и ревизия узла с выявлением и устранением причин дефекта.

7.5. ОТКАЗЫ И НЕИСПРАВНОСТИ РЕГУЛЯТОРА ПЕРЕПАДА ДАВЛЕНИЙ “МАСЛО — ВОДОРОД”

Регулятор перепада давлений “масло — водород” настраивается на заданное значение превышения давления уплотняющего масла над давлением водорода — перепада давлений “масло — водород” (масла и газа). Для большей части регуляторов, находящихся в эксплуатации (РПД-14, ДРДМ-5, ДРДМ-12М и т.п.), это значение постоянно и не зависит от давления газа. Признаки неисправности такого регулятора — это отклонения от нормы перепада давлений “масло — водород”, которые сопровождаются работой соответствующей сигнализации (см. гл. 5, ч. 1) и могут быть определены и проверены по показаниям приборов. Понижение перепада давлений “масло — водород” представляет большую опасность (см. § 7.1). Повышение перепада давле-

ний масла и газа более, чем на 0,02 — 0,03 МПа, приводит к увеличению общего расхода масла, а часто и к переливам масла из демпферного бака. Увеличенный расход масла в сторону воздуха обычно сопровождается пропусками водорода — эжектированием его в картеры подшипников. Перелив масла из демпферного бака приводит к нарастанию содержания кислорода в гидрозатворе, вплоть до превышения допустимых значений (см. гл. 3, ч. 1).

Для кольцевых уплотнений с аксиальной разгрузкой вкладыша целесообразно применять регуляторы перепада давлений “масло — водород”, обеспечивающие заданную зависимость перепада давлений от давления газа (например, регулятор типа ДРДМ-21У, см. приложение). Эта зависимость должна учитываться при назначении уставок срабатывания устройств схемы сигнализации.

Далее рассматриваются причины отказов и неисправности, в основном, регуляторов с заданным постоянным значением перепада давлений “масло — водород”.

Неисправности золотника регулятора в ряде случаев приводят к отклонениям от нормы перепада давлений масла и газа. Положение равновесия золотника в буксе регулятора по вертикальной оси всегда соответствует определенному расходу масла и давлению масла на входе в регулятор, а также давлению газа в генераторе и установленному при наладке регулятора грузу в верхней камере. При изменениях указанных давлений и расхода масла золотник перемещается и занимает новое положение равновесия. Наиболее распространенным дефектом золотника является заедание (застревание) его в буксе при смещении в новое положение. Типичным следствием этого дефекта является то, что регулятор начинает работать в качестве дросселя, при этом наблюдаются более или менее значительные отклонения фактического перепада давлений “масло — водород” от заданного значения.

Признаком возможного заедания золотника регуляторов с вращающимся золотником является прекращение или значительное замедление вращения золотника. Признаки заедания золотника любого регулятора обычно проявляются в характере изменений перепада давлений “масло — водород” при различных изменениях режима работы. Изменение давления газа при заедании золотника регулятора увеличивает перепад давлений “масло — водород” при снижении давления газа и уменьшает при повышении.

Увеличение расхода масла в уплотнениях (например, при пуске турбогенератора или в случае запаздывания аксиального перемещения одного из вкладышей торцевого уплотнения) при заедании золотника приводит к понижению перепада давлений “масло — водород”, а также к тому, что не обеспечивается необходимый по условиям охлаждения вкладышей расход масла. В этом случае возможен не только пропуск водорода через уплотнения, но и повышенный перегрев баббита.

Уменьшение расхода масла в уплотнениях (например, при останове турбогенератора или в случае запаздывания вкладыша торцевого уплотнения) при заедании золотника регулятора приводит к повышению перепада давлений “масло — водород”. В период останова турбогенератора некоторое повышение давления масла оказывается даже полезным с точки зрения уменьшения износа баббита в том случае, если оно не приводит к сифонным переливам масла из демпферного бака и к пропускам водорода через уплотнения. Однако случайное заедание золотника не всегда может оказаться столь удачным, поэтому случайные повышения давления масла после регулятора следует рассматривать лишь как признаки неисправности последнего.

Изменение давления масла на входе в регулятор (отключение и включение маслонасосов, повышение сопротивления фильтра) в случае заедания золотника регулятора также может приводить к отклонениям от нормы перепада давлений “масло — водород”. Так, снижение давления масла на входе в регулятор в пределах, допускаемых уставками АВР, приводит к соответствующему снижению давления масла на выходе регулятора. Если давление масла на входе в регулятор понижается до значения менее рабочего давления уплотняющего масла, то в течение времени, необходимого для включения резервного или аварийного маслонасоса, перепад давлений масла и газа снижается даже при исправном перемещении золотника регулятора. Золотник в этом случае переходит в свое крайнее положение, обеспечивающее максимальное пропускание масла через регулятор. Восстановление нормального давления масла на входе в регулятор в этом случае приводит к повышению и колебаниям перепада давлений масла и газа вследствие некоторой инерционности регулирования, прежде чем восстановится нормальный перепад (см. рис. 15, ч. 1). Колебания давления при перерегулировании и запаздывании регулятора обычно невелики, поэтому процесс восстановления давления масла безопасен для уплотнений.

Повышение давления масла на входе в регулятор, например, вследствие одновременного включения двух маслонасосов, при исправном регуляторе приводит лишь к незначительному и кратковременному повышению давления уплотняющего масла, что не опасно. При заедании золотника в этом случае увеличивается перепад давлений масла и водорода, повышается вероятность сифонного перелива масла из демпферного бака и пропуска водорода через уплотнения.

Отклонения перепада давлений “масло — водород”, связанные с заеданием золотника регулятора, при включенном демпферном баке несколько сглаживаются за счет изменения уровня масла в трубопроводе над демпферным баком: снижения уровня и расходования части масла при увеличении расхода масла (либо при увеличении давления газа) и повышения уровня при уменьшении расхода масла (либо при уменьшении давления газа). Подача дополнительного масла из демп-

ферного бака облегчает переходный режим для уплотнений, поддерживая необходимые условия охлаждения баббита вкладышей. Изменение перепада давлений масла и газа вследствие неисправности регулятора может быть отмечено только после установления нового уровня масла в демпферном баке (возможно, после некоторых колебаний уровня). Если же этот уровень снижается и становится ниже уставок реле уровня масла в демпферном баке, то срабатывает сигнализация, а технологическая защита обеспечивает автоматическое отключение генератора и останов турбоагрегата (см. гл. 5, ч. 1).

Изменение давления масла на входе в регулятор при заедании золотника также вызывает изменения уровня масла в баке. Чем меньше расход масла в уплотнениях, тем меньше меняется уровень масла в баке и перепад давлений масла и газа (см. рис. 15, а и б, ч. 1). Наличие переливной трубы ограничивает повышение перепада давлений.

Причины заедания золотника регулятора перепада давлений масла и газа часто заключаются в следующих дефектах изготовления и монтажа регулятора:

- отклонения диаметров золотника и буксы сверх допусков;
- значительные отклонения оси буксы от вертикали;
- значительная шероховатость сопряженных поверхностей золотника и буксы.

Другая весьма распространенная причина — это загрязнение масла механическими частицами, соизмеримыми по размерам с зазорами между золотником и буксой, вследствие недостаточной очистки маслопроводов после ремонта и неэффективной фильтрации масла.

Регуляторы, в конструкции которых не предусмотрено вращение золотника (РПД-14, ДРДМ-5 и др.), более подвержены заеданию золотника, но их надежность можно повысить путем ликвидации фасок на поршнях золотника. Наличие острых кромок на поршнях уменьшает затягивание механических частиц в зазор между буксой и золотником и снижает вероятность застревания золотника по причине недостаточной очистки масла.

Естественные утечки масла через кольцевой зазор между буксой и золотником в верхнюю газовую полость регулятора, сливающиеся затем через трубку обратной связи регулятора, создают масляный слой между днищем полости и нижним грузом. Прилипание груза к поверхности масляного слоя способствует застреванию золотника. Чтобы избежать этого явления, можно на обращенной к маслу поверхности груза выполнить кольцевые канавки или установить под нижний груз ограничитель высотой $(2 \div 3) \cdot 10^{-3}$ м.

Вращение золотника в значительной степени предотвращает заедание золотника из-за засорения зазора между золотником и буксой и тем самым повышает надежность регуляторов с вращающимся золотником по сравнению с регуляторами других типов. Кроме того, вращение золотника является одним из надежных признаков исправности этого узла регулятора. Если все же золотник перестал вращаться,

но режим работы уплотнений остался неизменным, то перепад давлений масла и водорода, как правило, сохраняется некоторое время, в течение которого могут быть приняты меры к устранению неисправности. Легкие удары по корпусу регулятора могут возобновить вращение золотника. В противном случае регулятор должен быть отключен и отреvizован. Однако прекращение вращения золотника еще не означает, что возникло заедание золотника, которое может сопровождаться и другими признаками (см. выше). Золотник перестает вращаться, когда давление масла перед регулятором значительно снижается. В этом случае прекращение вращения золотника является одним из признаков неполадок в работе маслонасосов и оборудования схемы маслоснабжения на пути от маслонасосов до регулятора. При снижении давления перед регулятором до значения, менее чем на 0,1 МПа превышающего рабочее давление масла после регулятора, должен включиться резервный маслонасос (см. гл. 5, ч. 1).

Дефекты обратной связи регулятора по водороду обычно заключаются в засорении или перекрытии импульсной трубки и приводят к постепенному понижению перепада давлений масла и газа. Влияние демпферного бака в этих случаях аналогично описанному выше. Перекрытие импульсной трубки по водороду не всегда требует отключения регулятора. Если трубка заполнилась маслом, что может быть видно по наличию масла в верхней камере регулятора, то этот недостаток иногда удается устранить путем проверки и восстановления непрерывного уклона трубки в сторону слива, ликвидации подъема провисшей трубки. Когда такие меры не помогают и проверка показывает, что клапан на импульсной трубке полностью открыт, необходимо отключить регулятор и произвести ревизию трубки и клапана, в котором, возможно, разбухла или выступила резиновая уплотняющая прокладка.

Есть специфические недостатки в работе регулятора перепада давлений масла и газа, вызванные неудачным подключением обратной связи по водороду. На заводских чертежах схем маслоснабжения уплотнений обычно не указывается высотная отметка места подключения обратной связи по водороду. Поэтому при монтаже это подключение выполняется не всегда так, как это необходимо сделать для нормальной работы регулятора. В схемах, где установлены гидрозатворы ЗГ-500, подключение обратной связи по водороду регулятора перепада давлений масла и газа обычно осуществляется к камере в верхней части гидрозатвора, связанной по газу с демпферным баком через переливную трубу последнего и с корпусом генератора через сливную маслопровод уплотнения. Поскольку гидрозатвор ЗГ-500 обычно устанавливается внизу (на нулевой отметке), то место подключения обратной связи регулятора по водороду оказывается заведомо ниже общего сливного маслопровода подшипников, с которым связана нижняя часть гидрозатвора. В этот маслопровод масло из гидрозатвора попадает периодически под воздействием давления газа

при открытии поплавкового клапана, когда уровень масла в гидрозатворе повышается. Клапан закрывается при снижении уровня масла.

В процессе перехода с водорода на воздух при снижении давления газа в корпусе генератора до значения меньшего, чем уравновешиваемое столбом масла в вертикальном трубопроводе, соединяющем нижнюю часть гидрозатвора со сливным маслопроводом подшипников, этот трубопровод и гидрозатвор начинают работать, как сообщающиеся сосуды. Уровень масла в гидрозатворе поднимается, масло заполняет гидрозатвор и трубопроводы, присоединенные к верхней части гидрозатвора, вытесняя газ в корпус генератора. При этом разъединяются газовый объем корпуса генератора и газовые полости регулятора перепада давлений, демпферного бака, верхней части гидрозатвора. Это нарушает работу регулятора и приводит сначала к завышению, затем к занижению перепада давлений масла и газа. Когда давление газа в корпусе генератора становится равным атмосферному, уровень масла в трубопроводах над гидрозатвором, в том числе в сливных маслопроводах уплотнений, располагается несколько выше сливного маслопровода подшипников.

Разъединение газовых полостей отрицательно влияет на работу регулятора перепада давлений масла и газа и при повышении давления газа в корпусе в процессе пуска турбогенератора. Так, если настройка регулятора на заданный перепад давлений с установкой соответствующих грузов проводится при низком (атмосферном) давлении газа в корпусе генератора, то при повышении давления газа до номинального значения и снижении уровней масла в сливных маслопроводах и в гидрозатворе перепад давлений изменится и настройку регулятора придется менять.

Таким образом, для нормальной работы регулятора перепада давлений масла и газа с неизменной настройкой в любых режимах по давлению газа необходимо исключить разъединение газового объема генератора и газовой полости регулятора. Для этого место подключения обратной связи по водороду регулятора перепада давлений масла и газа к трубе, выходящей из верхней точки гидрозатвора ЗГ-500, должно располагаться выше общего сливного маслопровода подшипников (на 0,2 — 0,3 м). Реконструировать этот узел целесообразно монтажом дополнительной трубы $D_y 25$, соединяющей газовую полость регулятора с гидрозатвором ЗГ-500 в соответствии с указанным требованием, при этом прежняя трубка обратной связи будет служить для слива масла, проникающего в газовую полость регулятора через кольцевой зазор между золотником и буксой.

В схемах, где установлены гидрозатворы ЗГ-30, также допускается неправильное подключение обратной связи по водороду регулятора перепада давлений масла и газа к верхней части гидрозатвора. Это также приводит к разъединению газового объема генератора и газовой полости регулятора и к забросам масла в генератор в переходных режимах. Чтобы это исключить, следует подключать обратную связь

регулятора по водороду к трубке в верхней точке гидрозатвора, так чтобы место подключения располагалось выше общего сливного маслопровода подшипников (см. § 7.9).

Нарушение обратной связи по маслу также приводит к отклонению от нормы перепада давлений масла и газа. Влияние демпферного бака в этих случаях аналогично описанному выше. Перекрытие или засорение импульсной трубки обратной связи способствует повышению перепада давлений масла и газа. Как правило, засоряется отверстие в шайбе на импульсной трубке к регулятору от маслопровода уплотнений. Шайба устанавливается для демпфирования колебаний давления масла из-за чрезмерной чувствительности обратной связи. Для устранения засорения отверстия в шайбе требуется кратковременное отключение регулятора и ревизия импульсной трубки и шайбы. Утечки масла из импульсной трубки через трещину, неплотность штуцера или сварного шва, неплотность камеры обратной связи на дне регулятора приводят к повышению перепада давлений масла и газа. Место утечки обнаруживается визуально.

Следует иметь в виду, что создание регулируемого малого расхода масла из камеры обратной связи в сливной маслопровод подшипников через трубку с регулирующим вентилем $D_y 10 \div 15$ позволяет поднимать перепад давлений масла и водорода без перенастройки регулятора в длительном режиме вращения вала устройством валоповорота, чтобы избежать ускоренного износа баббита вкладышей торцевых уплотнений. При этом необходимо избегать перелива масла через переливную трубу демпферного бака. По окончании режима валоповорота нормальный перепад давлений должен быть восстановлен путем закрытия указанного регулирующего вентиля.

Недостаточная автономность камер на входе и выходе регулятора приводит к большим утечкам масла между золотником и буксой. Независимо от наличия или отсутствия заедания золотника в буксе, следствиями и признаками недостаточной автономности камер являются:

- нестабильность (повышение и понижение) перепада давлений масла и газа при изменениях расхода масла;

- нестабильность (повышение и понижение) перепада давлений масла и газа при изменениях давления масла перед регулятором;

- заполнение маслом верхней (газовой) камеры регулятора;

- незначительная зависимость частоты вращения золотника от давления масла перед регулятором (с вращающимся золотником).

Недостаточная автономность масляных камер регулятора — это следствие серьезных дефектов изготовления, обычно обнаруживаемых в процессе проверки впервые установленного регулятора: отклонений диаметров золотника и буксы сверх допусков, раковин и других дефектов металла, деформации и повреждения уплотняющих прокладок, колец и т.п. Устранение этих дефектов, как правило, требует замены регулятора или, по крайней мере, замены золотника.

В некоторых случаях выполняются увеличенные зазоры между золотником и буксой с целью предотвращения заедания золотника при загрязненном масле, но такой способ “компенсации” загрязнения масла нельзя рекомендовать, так как недостаточная автономность масляных камер регулятора приводит к тем же нежелательным последствиям, что и заедание золотника.

7.6. ОТКАЗЫ И НЕИСПРАВНОСТИ РЕГУЛЯТОРА ДАВЛЕНИЯ ПРИЖИМАЮЩЕГО МАСЛА

Регуляторы давления прижимающего масла устанавливаются в системах маслоснабжения двухпоточных торцевых уплотнений, в которых усилие прижима вкладыша к упорному диску вала создается не пружинами, а маслом в специальной камере, отделенной резиновыми уплотняющими кольцами. Эти регуляторы с газом не связаны, имеют одну обратную связь — по прижимающему маслу. Для нормальной работы регулятора давления прижимающего масла не рекомендуется безрасходный режим работы, поэтому в камере прижимающего масла между вкладышем и корпусом уплотнений предусмотрены малые отверстия, через которые осуществляется небольшой расход масла, сливающийся в картеры основных подшипников. Диаметр указанных отверстий в уплотнениях должен быть не более заданного в чертежах (для турбогенераторов типа ТБВ-320-2 — не более 0,002 м).

Недостаточное усилие, прижимающее вкладыш к валу, может быть вызвано либо неправильной настройкой регулятора прижимающего масла, либо дефектами сборки или изготовления этого регулятора. Эти дефекты — заедание золотника, нарушение обратной связи по маслу и др. — аналогичны описанным выше дефектам регуляторов перепада давлений уплотняющего масла и водорода (см. § 7.5), за исключением обратной связи по газу, которой регулятор давления прижимающего масла не имеет.

Заедание золотника регулятора давления прижимающего масла может возникнуть при подаче масла от демпферного бака по трубопроводу с обратным клапаном, в котором при обычном эксплуатационном режиме масло не прокачивается и остывает. Остывание масла приводит к значительному повышению потерь напора. Отсутствие прокачки масла приводит к накоплению шлама и загрязнению масла на этом участке. Подача холодного и загрязненного масла в регулятор давления прижимающего масла может приводить к заеданию золотника. Так как давление на входе в регулятор при подаче масла от демпферного бака ниже, чем при нормальной подаче масла от маслососа, заедание золотника обязательно сопровождается снижением давления прижимающего масла, т.е. снижением усилия, прижимаю-

щего вкладыш, и увеличением расхода масла в уплотнениях. Для предотвращения этого дефекта целесообразно в указанном обратном клапане выполнить небольшое (диаметром 0,002 м) отверстие для постоянного протока и прогрева масла этой линии.

7.7. НЕПОЛАДКИ В СИСТЕМЕ РЕЗЕРВИРОВАНИЯ ПОДАЧИ МАСЛА В УПЛОТНЕНИЯ ОТ ДЕМПФЕРНОГО БАКА

Возрастание потерь напора в маслопроводах, присоединяющих бак, происходит, если бак установлен с отклонениями от норм (см. гл. 2, ч. 1), и если низка масла, заполняющего бак и маслопроводы. Большие потери напора, обусловленные большим расходом масла при малом диаметре трубопровода от бака к уплотнениям, приводят к тому, что подача масла от бака к уплотнениям сопровождается значительным падением перепада давлений масла и газа на входе в уплотнения (вплоть до нуля). Это установлено как стендовыми испытаниями уплотнений с демпферным баком в системе маслоснабжения, так и испытаниями систем маслоснабжения действующих турбогенераторов. Условие надежности аварийного маслоснабжения уплотнений от демпферных баков — суммарные потери напора во всех элементах масляного тракта от демпферного бака до уплотнений не должны превышать 0,02 МПа.

Для приближенной оценки фактических потерь можно пользоваться следующими данными, определенными экспериментально для маслопроводов D_y 50 при расходе масла 150 л/мин (табл. 5):

Пересчет на другой диаметр условного прохода и на другой расход масла можно сделать ориентировочно, исходя из того, что потери напора в вентиле прямо пропорциональны квадрату расхода масла и обратно пропорциональны четвертой степени внутреннего диаметра, а потери на линейных участках маслопроводов прямо пропорциональны первой степени расхода масла и обратно пропорциональны четвертой степени внутреннего диаметра. Изгибы трубопроводов дают дополнительные потери напора, которые достигают 10 — 20 % потерь в остальной части тракта.

Слишком низкая температура масла (ниже 35 °С) в демпферном баке и трубопроводе над баком также приводит к значительному падению давления масла на входе в уплотнения, поскольку растут потери напора из-за значительного повышения вязкости масла при

Таблица 5

Температура масла, °С	Потери напора на трение в трубопроводах, на 10 м длины, МПа	Потери напора в запорном вентиле, МПа
12	0,028	0,015 — 0,02
40	0,015	
60	0,01	

снижении температуры. Зависимость вязкости масла μ от температуры t приведена ниже:

$t, ^\circ\text{C}$	25	30	35	40	45	50
$\mu \cdot 10^3, \text{Па} \cdot \text{с}$	66,7	47,48	39,63	31,78	26,26	18,74

Охлаждение масла в баке неизбежно, если отсутствует прокачка масла через бак. Этот недостаток был свойственен параллельной схеме подключения масла в демпферном баке, когда бак подключался к напорному маслопроводу одной трубой. Такая схема применялась первоначально и привлекала своей простотой. Однако резервирование подачи масла при такой схеме могло обеспечиваться только при достаточно высокой наружной температуре и давало существенное понижение перепада давлений масла и газа на входе в уплотнения. При прокачке масла через бак играет большую роль высота столба масла в трубе над баком, поскольку это масло остывает (застойная зона). Степень снижения температуры масла в трубе над баком зависит от температуры окружающего воздуха и от диаметра трубы. Рисунок 23 иллюстрирует изменение по высоте над баком температуры поверхности трубопровода диаметром 0,05 м при температурах масла в баке 37; 40,7 и 49 $^\circ\text{C}$ (графики 1, 2 и 3 соответственно). На том же рисунке показаны температуры масла в центре трубопровода (точки 4, 5 и 6, соответствующие указанным выше температурам масла в баке), а также температура окружающего воздуха (3 – 5 $^\circ\text{C}$, график 7).

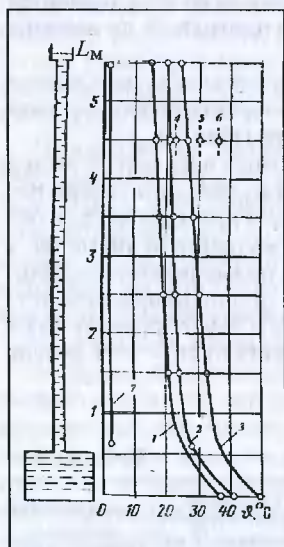


Рис. 23. Распределение температур по высоте L трубопровода над демпферным баком в установившемся режиме

В настоящее время применяются схемы только с протоком масла через бак, частичным или полным (последовательная схема подключения). Рекомендуемые в табл. 2 (см. ч. 1) диаметры трубопроводов и вентилях для различных типов турбогенераторов, а также схемы подключения бака учитывают вышеуказанные экспериментальные данные и обеспечивают (при полном открытии вентилях) прогрев масла в баке и допустимые величины потерь напора. Здесь следует учесть то обстоятельство, что подача масла из демпферного бака неизбежно сопровождается некоторым понижением перепада давлений масла и газа (на 0,01 – 0,02 МПа), поскольку уровень масла снижается за несколько секунд до верха бака. После срабатывания масла из трубы над баком перепад давле-

ний масла и газа поддерживается примерно постоянным, благодаря горизонтальному расположению демпферного бака, пока не израсходуется весь объем масла в баке.

Проверка системы резервирования подачи масла от демпферного бака должна производиться обязательно в процессе предпусковых испытаний турбогенератора после капитального ремонта или монтажа, после текущих ремонтов, если производились какие-либо изменения в схеме маслоснабжения или в самих уплотнениях, а также при появлении признаков неудовлетворительной работы системы резервирования — снижения перепада давлений масла и газа на уплотнениях более, чем на 0,02 МПа при номинальной частоте вращения вала генератора, частого возникновения сифонного перелива.

После монтажа (или переделок) системы резервирования с демпферным баком прежде всего должно быть проверено соответствие чертежам и другой технической документации фактических диаметров трубопроводов, вентилей, высотных отметок расположения бака, трубопроводов, арматуры, реле уровня масла. Далее после включения маслоснасосов производится предпусковой прогрев масла в демпферном баке. Достаточно прогрет должен быть и столб масла в трубе над баком. Слишком высокий уровень масла над демпферным баком нежелателен из-за опасности сифонного перелива масла. Но если даже перелива не происходит, нецелесообразно повышать уровень масла над баком, так как в трубопроводе над баком масло остывает (рис. 23) и становится более вязким (см. выше). Это повышает потери напора, т.е. дополнительно снижает давление масла, поступающего к уплотнениям при резервировании.

Наиболее высокий уровень масла в демпферной системе получается при последовательной схеме подключения демпферного бака, когда все масло прокачивается через бак и потери напора в трубопроводе от бака к уплотнениям максимальны. Следует считать нормальным, если уровень масла располагается на высоте 1,5 – 2,5 м над баком. Этот уровень обеспечивается при последовательной и последовательно-параллельной схемах, если выдержаны заданные диаметры трубопроводов и вентилей и расход масла не слишком велик.

Проверка АВР и схемы сигнализации уровня масла в демпферном баке проводится на холостом ходу генератора, при этом фиксируются:

- а) значения давления масла по манометрам после демпферного бака и на уплотнениях, которые должны снизиться не более, чем на 0,02 МПа;
- б) продолжительность промежутка времени t с момента перекрытия вентиля перед регулятором и до появления сигнала от первого реле уровня.

Значение t должно быть не более 10 с для турбогенераторов завода “Электротяжмаш” и не более 2 с для генераторов завода “Электроси-

ла". Слишком большая продолжительность τ по сравнению с данными выше примерными значениями говорит о возможных дефектах в схеме сигнализации, в монтаже реле уровня, о недостаточном прогреве масла, о слишком больших потерях напора, о сниженном расходе масла; слишком малая продолжительность τ — о чрезмерно большом расходе масла в уплотнениях.

Если давление масла в уплотнениях при подаче его от демпферного бака и неизменном давлении газа понизится по сравнению с давлением в нормальном режиме более, чем на 0,02 МПа, то это свидетельствует о наличии каких-то дополнительных гидравлических сопротивлений (например, неполное открытие вентиля), недостаточном прогреве масла в баке (в трубе над баком) и(или) чрезмерно большом расходе масла в уплотнениях. Возможные нежелательные последствия — перелив масла через бак в нормальном режиме, значительное снижение перепада давлений "масло — водород" в режиме резервирования, слишком быстрое опорожнение демпферного бака при безнасосном аварийном останове турбоагрегата.

7.8. НЕИСПРАВНОСТИ ПОПЛАВКОВОГО ГИДРОЗАТВОРА НА СЛИВЕ МАСЛА В СТОРОНУ ВОДОРОДА

Неработоспособность поплавкового клапана, который должен автоматически выпускать масло из гидрозатвора при повышении уровня масла и надежно перекрывать выходной патрубок при снижении уровня масла, — это основная неисправность гидрозатвора. Причины могут быть различны: дефекты монтажа, трещины поплавка и заполнение его маслом из-за дефектов изготовления, накопление осадка шлама и грязи в масле, деформация и смещение поплавка или его деталей крепления от прямого воздействия потока масла, особенно при переливе из демпферного бака. Последняя причина устраняется установкой в баке гидрозатвора ЗГ-500 защитного "козырька" над поплавком.

Чаще всего встречаются заедание в закрытом положении клапана поплавкового гидрозатвора или попадание масла в поплавок. Это нарушает слив масла и обнаруживается по повышению уровня масла, о котором поступает сигнал от верхнего реле уровня гидрозатвора. Заедание клапана устраняют легкими ударами по затвору, а избыток масла сливают, открыв сливной вентиль помимо клапана. Если не удастся восстановить работоспособность гидрозатвора, то приходится периодически выпускать масло вручную, открывая байпасный вентиль помимо клапана. Повышение уровня масла в гидрозатворе может приводить:

а) к попаданию масла в генератор — вследствие нарушения нормального слива, повышения уровня масла в сливных трубопроводах и

“выдавливания” загрязненного маслом водорода из сливных камер в корпус генератора;

б) к снижению уровня масла в трубе над демпферным баком и ложной работе технологической защиты на отключение турбогенератора; это происходит, когда нарушена нормальная связь по газу (в этом случае также нарушается работа регулятора перепада давлений масла и газа).

Заедание (зависание) клапана гидрозатвора может произойти и в открытом положении, что весьма опасно, так как приводит к прорыву водорода в сливную систему подшипников турбоагрегата. Такое нарушение сначала проявляется в понижении уровня масла в затворе и появлении сигнала от нижнего реле уровня в гидрозатворе. В этом случае необходимо закрыть вентиль на сливе масла из клапана и попытаться устранить заедание промывкой клапана маслом, накапливая масло и открывая вентиль. Можно попробовать устранить заедание клапана легкими ударами по корпусу гидрозатвора. Если это не помогает, то работают с закрытым вентилем на сливе, периодически вручную выпуская масло, до тех пор, пока не появится возможность остановить турбогенератор для ремонта гидрозатвора. Опыт показывает, что ручное регулирование уровня масла в гидрозатворе зачастую оказывается unsuccessful из-за недостаточной тренированности персонала, поэтому длительная эксплуатация турбогенератора в таком режиме нежелательна. Для предупреждения опасных последствий целесообразно на трубопроводе слива из гидрозатвора установить дополнительный вентиль с электромагнитным приводом, действующим на закрытие вентиля по сигналу от нижнего реле уровня гидрозатвора.

Другие дефекты гидрозатвора — трещины маслоуказательного стекла, негерметичность резиновой прокладки фланца маслоуказательного стекла и т.п. — приводят обычно к такому нарушению газоплотности, которое не допускает дальнейшей эксплуатации турбогенератора, требуя вывода в ремонт для устранения дефекта гидрозатвора.

На ряде генераторов старых выпусков, имеющих кроме поплавкового гидрозатвора еще и петлевой, можно не останавливать генератор для устранения дефекта гидрозатвора; достаточно вывести последний из работы, перейдя на петлевой затвор, предварительно понизив давление водорода в генераторе до 0,05 МПа. На генераторах серии ТГВ мощностью 200, 300 МВт предусмотрены два поплавковых гидрозатвора (ЗГ-30), что позволяет вывести из работы любой из них для ремонта, не останавливая турбогенератор.

В настоящее время АО “Электросила” предлагает установку резервного гидрозатвора ЗГ-500 на мощных генераторах серии ТВВ мощностью 500 и 1000 МВт, что весьма целесообразно, так как позволяет

исключить вынужденные остановки турбоагрегата для устранения дефектов гидрозатвора генератора.

7.9. ПОПАДАНИЕ МАСЛА В КОРПУС ГЕНЕРАТОРА

Этот весьма распространенный недостаток в работе уплотнений вала всех типов отрицательно влияет на надежность работы генератора. При продолжительном воздействии масло может разъедать изоляционные лаковые покрытия обмоток статора и ротора. Проникновение масла в крайние пакеты сердечника способствует их повреждению, особенно при ослаблении прессовки железа и наличии контактной коррозии. Масло вместе с пылью образует “пробки” в вентиляционных каналах статора, что ухудшает охлаждение. Воздействие масла, особенно содержащего влагу, является предпосылкой для коррозионного растрескивания посадочных поверхностей роторных бандажей. Масло вместе с полупроводящей пылью от контактной коррозии может стать причиной образования “мостиков” — витковых замыканий в обмотке ротора. На генераторах ранних типов с микалентной компаундированной изоляцией обмотки статора попадание масла способствует растворению и вытеканию компаунда, что приводит в дальнейшем к механическим повреждениям изоляции, особенно при частых пусках с циклическими перемещениями обмотки. Интенсивное попадание масла в корпус генератора, как и попадание воды, сигнализируется при помощи индуктивного указателя жидкости (УЖИ), установленного на дренажном трубопроводе в нижней точке корпуса генератора. Появляется светозвуковой сигнал *“Вода, масло в генераторе”*. Получив такой сигнал, персонал должен слить жидкость, открыв вентиль на дренажном трубопроводе, установить, что это за жидкость, и проверить, как быстро она накапливается, открыв вентиль снова через определенный промежуток времени. Если повторное открытие дренажного вентиля показывает, что попадание жидкости в корпус генератора продолжается, то необходимо выяснить причину и попытаться устранить это явление (хотя это часто не удается без останова генератора). Бывает также, что сигнал от указателя УЖИ отсутствует, и замасливание обмотки и сердечника статора генератора обнаруживается лишь при выводе генератора в ремонт, при этом масляная пленка может покрывать достаточно большую поверхность статора. Возможно и появление лишь местных масляных пятен (так называемые “забросы” масла) и только с одной стороны статора. Масло может проникать в корпус генератора как при нормальной эксплуатации турбогенератора под нагрузкой, так и на остановленной машине. Соответственно причины попадания масла в указанных режимах различны и определяются рядом факторов: недостатками конструкции узла уплотнений и схемы маслоснабже-

ния, дефектами монтажа, недостатками ремонта и ошибками персонала.

Физическая суть явления проникновения масла в корпус генератора при вращающемся вале представляется следующим образом: масло, сливающееся из уплотнения в камеру, отделенную от корпуса генератора маслоуловителем, разбрызгивается и распыляется вращающимся валом, многократно отражаясь от стенок сливной камеры и вала, и затем стекает по стенкам камеры в сливной трубопровод. Неблагоприятные условия слива масла, сильное вспенивание масла и захват пены валом приводят к постоянному попаданию масла в генератор. Газовые объемы сливных камер и соединенных с ними полостей сливных трубопроводов с обеих сторон генератора, а также полость гидрозатвора сообщаются с корпусом генератора через малые зазоры между маслоуловителями и валом. Между сливными камерами уплотнений и корпусом генератора неизбежен газообмен. В переходном режиме (при снижении давления газа в корпусе генератора, повышении уровня масла в гидрозатворе или демпферном баке) потоки газа из сливных камер увлекают распыленное масло в корпус генератора. Этот процесс идет тем интенсивнее, чем быстрее снижается давление газа или резче меняется уровень масла. Проникновение распыленного масла в генератор (в виде как бы “масляного тумана”) сопровождается осаждением масла на обмотке, на деталях крепления и сердечнике. При частом повторении этого явления, например, при частых продувках генератора, образуются капельки масла, которые могут стекать вниз, в дренаж, где потом обнаруживается попадание масла до $100 - 200 \text{ см}^3$ в сутки и менее. Такое проникновение масла может и вообще не обнаруживаться, если оно недостаточно интенсивно, чтобы масло накапливалось в дренажном трубопроводе. Но при ремонте таких генераторов находят замасленные лобовые части обмоток статора, ротора, активную сталь. Циркуляция газа вдоль генератора по сливным маслопроводам приводит к весьма интенсивному постоянному попаданию распыленного масла из сливных камер в корпус генератора, накоплению масла в дренажах, причем нередко с необходимостью ежесменного слива. К этому же приводят некоторые неудачные реконструкции с подачей газа из зоны высокого давления генератора во внутренние полости маслоуловителей.

Нарушения слива масла, переполнение сливного маслопровода и сливной камеры уплотнений при сбросах давления газа, резкие колебания (“броски”) уровня масла на сливе при ненадежном соединении газовых объемов, обычно приводят к разовым забросам масла в корпус.

Экспериментально установлены следующие особенности слива масла из уплотнения при вращении вала:

масло не “идет по валу”, а отбрасывается в направлении вращения вала и разбрызгивается, образуя маслогазовую смесь;

маслогазовая смесь активно вспенивается, особенно при высокой температуре масла; пена (в большом количестве) препятствует сливу масла;

закручивание газа от вращающегося вала создает подпор давления, препятствующий сливу, со стороны, противоположной вращению;

при недостаточном объеме сливной камеры, затрудненном сливе, и значительном вспенивании уровень пены становится выше нижней границы кольцевого зазора между маслоуловителем и валом, что приводит к захвату пены валом и резко ухудшает условия работы маслоуловителя.

При усовершенствовании конструкции уплотнения для предупреждения попадания масла в генератор необходимо обратить внимание на расход масла в сторону водорода и нагрев его, условия слива масла, конструкцию и размещение маслоуловителей, возможность циркуляции газа вдоль генератора.

Увеличение расхода масла в сторону водорода способствует попаданию масла в генератор только при условии недостаточного объема сливной камеры и малого сечения сливного трубопровода. При создании или изменении конструкции уплотнения необходимо, чтобы заданному расходу масла соответствовали объем сливной камеры, сечение сливного трубопровода.

Для улучшения условий слива масла целесообразно увеличивать объем сливной камеры и площадь сечения сливного трубопровода. Кроме того, рекомендуется сливную трубу расположить не в центре сливной камеры (в нижней точке), а сместить слив по окружности против вращения. Подпор давления в этом случае будет способствовать сливу масла. Там, где это возможно конструктивно, следует принимать меры против закручивания маслогазовой смеси, устанавливая радиальные щитки, что уменьшит подпор давления.

Конструкция и размещение маслоуловителей имеют большое значение для эффективного предотвращения попадания масла в корпус генератора. Маслоуловитель представляет собой разъемное кольцо вокруг вала, по длине внутренней цилиндрической поверхности которого закреплен ряд тонких маслоотбойных щитков (гребней, ножей) с заостренными кромками, изготавливаемых обычно из латуни. Наибольшую роль играет первый, ближайший к вкладышу уплотнения щиток (гребень), далее называемый основным. Увеличение количества маслоотбойных щитков положительно влияет на эффективность маслоулавливания, но только при наличии дренажных канавок между ними с отверстиями достаточного сечения, через которые масло удаляется в сливную камеру в нижней части. После первых двух — трех щитков в маслоуловителе необходима большая дренажная камера, обтекаемая форма которой должна по возможности исключить повторное попадание капель масла на вал, уменьшить разбрызгивание и создать пути для слива масла по окружности стенок.

То же требование предъявляется к форме деталей, поверхности которых образуют стенки сливной камеры уплотнения. Важна правильная установка маслоуловителя в соответствии со следующими требованиями:

- центровка по валу в пределах заданных допусков;
- минимальные зазоры между заостренными кромками маслоотбойных щитков маслоуловителя и валом в рабочем режиме;
- размещение маслосбрасывающих канавок на валу между щитками маслоуловителя с учетом возможного теплового перемещения вала;
- правильное расположение основного маслоотбойного щитка по отношению к краю шейки вала;
- плотность разъемов маслоуловителя и стыков.

Маслоуловитель необходимо устанавливать так, чтобы при любых аксиальных перемещениях вала щитки оставались в пределах шейки вала, при этом основной маслоотбойный щиток располагался на некотором расстоянии от края шейки вала. Это значительно повышает эффективность маслоулавливания за счет маслосбрасывающего эффекта галтели вала. Уменьшение радиальных зазоров между кромками щитков и валом повышает эффективность маслоулавливания, но не всегда. Такая мера не будет успешной, если высок уровень масла или пены в сливной камере вплоть до захвата последней вращающимся валом, а также при повышенной вибрации вала, которая приводит к увеличению радиальных зазоров.

Весьма эффективна установка дополнительного маслоотбойного щитка непосредственно после вкладыша уплотнения с закреплением щитка на корпусе уплотнения, но только если обеспечивается независимый слив масла из полости между щитком и вкладышем (непосредственно в сливной трубопровод, или в нижнюю часть сливной камеры). Для уменьшения распыления и вспенивания сливающегося масла следует предусматривать промежуточные щитки-экраны (лучше конической формы), уменьшающие разбрызгивание масла и повторное попадание капель масла на вал, направляющие масло по окружности стенок вниз к сливному маслопроводу. Весьма эффективная система промежуточных щитков предусматривается АО "Электросила" на мощных турбогенераторах с кольцевыми уплотнениями.

Конусность вала под маслоуловителем имеет значение для предупреждения попадания масла. Совершенно нежелательна конусность, когда увеличение диаметра вала происходит в направлении от шейки вала внутрь генератора. Это надо учесть в допусках на обработку.

Повышенный нагрев масла, сливающегося в сторону водорода, способствует его вспениванию, а это, как указано выше, резко снижает эффективность маслоулавливания. Необходимо уменьшать вспенивание масла путем снижения температуры масла и другими мерами.

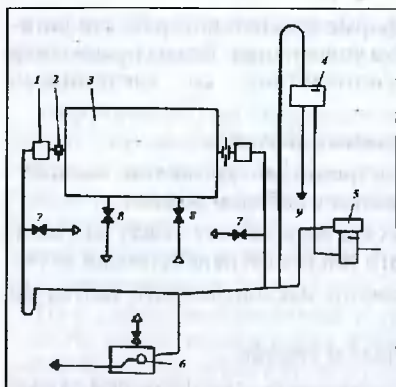


Рис. 24. Схема связей по газу в газо-масляной системе турбогенератора

Кольцевые уплотнения, в которых допускается более высокая температура вкладышей, имеют и более высокую температуру сливающегося масла. Для этого типа уплотнений особенно необходимо соблюдение вышеприведенных требований к условиям слива масла, к конструкции маслоуловителей и установке последних.

Циркуляция газа вдоль генератора возникает при наличии связи по газу между сливными маслопроводами, так как всегда имеется некоторое различие напоров вентиляторов с двух сторон генератора. Для генераторов

серии ТГВ это различие существенно, так как с одной стороны генератора на валу установлен высоконапорный компрессор, а с другой — вентилятор. Циркуляция газа всегда приводит к весьма интенсивному постоянному попаданию распыленного масла из сливных камер в корпус генератора. Чтобы исключить циркуляцию газа, на сливном маслопроводе с одной стороны перед входом в общий поплавковый гидрозатвор предусматривается небольшой петлевой гидрозатвор, рассчитанный на разность давлений газа с обеих сторон генератора. На старых генераторах петлевой гидрозатвор соединяет разделенные глухой перегородкой отсеки разделительного бачка или бачка продувки, в которые входят сливные маслопроводы с двух сторон генератора. Имели место случаи, когда мелкие неплотности в сварных швах перегородки приводили к постоянному попаданию масла в генератор. Такие неплотности надо находить при ремонтах путем отдельной опрессовки отсеков бачка продувки и устранять.

Проникновение газомасляной смеси из сливных камер уплотнений в корпус генератора рассмотрим по схеме (рис. 24): камеры 1 слива масла из уплотнений в сторону водорода с обеих сторон генератора и корпус 3 генератора связаны через кольцевые отверстия 2 между маслоуловителями и валом. Сливные камеры через сливные маслопроводы связаны с трубопроводом 4 над демпферным баком, газовой камерой 5 регулятора перепада давлений и с газовой полостью 6 поплавкового гидрозатвора. Выпуск газа в атмосферу при продувках генератора и заполнении инертным газом производится через вентили 8 от коллектора в корпусе генератора, продувка также может производиться через вентили 7 на сливных маслопроводах. Потoki газа из корпуса генератора внутрь сливных камер возникают при снижении уровня

масла в поплавковом гидрозатворе или демпферном баке и при повышении давления газа в корпусе.

С точки зрения попадания масла в генератор имеют значение потоки газа с распыленным маслом (газomasляная смесь), направленные из сливных камер уплотнений в корпус генератора, возникающие при снижении давления газа в корпусе, при повышении уровня масла в гидрозатворе или демпферном баке. Газomasляная смесь проникает из сливных камер в корпус генератора тем интенсивнее, чем быстрее снижается давление газа в генераторе или резче изменения уровня масла в гидрозатворе или демпферном баке, а также чем выше температура газomasляной смеси по сравнению с температурой газа в генераторе.

Снижение давления газа на работающем генераторе производится обычно при продувках генератора в целях повышения концентрации (чистоты) водорода или снижения его влажности. Кроме того, в аварийных ситуациях возможен сброс давления водорода при вращающемся вале. Возможны и другие причины снижения давления. Известны несколько способов продувки генератора для восстановления необходимой чистоты водорода. Чаще всего применяется на электростанциях ступенчатая продувка из коллектора в центральной части корпуса генератора. Продувка заключается в последовательном чередовании выпуска загрязненного водорода и впуска чистого водорода. При выпуске загрязненного водорода давление в корпусе кратковременно снижается на 0,02 – 0,05 МПа и тут же восстанавливается путем впуска чистого водорода. Скорость снижения давления газа составляет обычно 0,01 – 0,02 МПа/мин. Испытания, проведенные на ряде действующих турбогенераторов, подтвердили, что ступенчатая продувка приводит к некоторому попаданию масла в корпус практически на каждом генераторе. Во время испытаний наблюдался выход распыленного масла вместе с водородом из выхлопной трубы. Попадание масла тем больше, чем выше скорость выпуска водорода. Чтобы исключить попадание масла в генераторы при продувках, целесообразно отказаться от периодических продувок из коллектора с резкими сбросами давления и применять непрерывную продувку из сливных маслопроводов (через вентили 7, рис. 24), т.е. чтобы смесь водорода с распыленным маслом удалялась в атмосферу, не попадая внутрь корпуса генератора.

Повышение уровня масла в поплавковом гидрозатворе вследствие неисправности клапана также приводит к попаданию распыленного масла в генератор, поскольку газ из гидрозатвора вытесняется в генератор через сливные камеры. Если не удастся восстановить работоспособность клапана и приходится периодически выпускать масло вентилем помимо клапана, то также периодически газomasляная смесь из сливной камеры вытесняется внутрь генератора. Здесь имеется в виду та сливная камера, которая связана с поплавковым гидро-

затвором непосредственно — трубопроводом без петлевого затвора. Аналогично происходит попадание масла в генератор при колебаниях уровня масла в трубе над демпферным баком.

К интенсивному попаданию распыленного масла в генератор приводит реконструкция маслоуловителей, при которой промежуточную камеру маслоуловителя соединяют с зоной высокого давления газа в генераторе, чтобы создать подпор давления газа внутри камеры. Неудачи подобных реконструкций повторялись неоднократно вследствие заблуждения, будто газообмен между сливной камерой уплотнения и корпусом генератора можно исключить путем повышения давления газа в промежуточной камере маслоуловителя; фактически же дополнительный поток газа из этой камеры внутрь генератора захватывает и водород с распыленным маслом из зазора между маслоуловителем и валом. Другим заблуждением является идея перекрытия кольцевого зазора между ножами маслоуловителя и вращающимся валом генератора каким-либо уплотнителем. Если бы это удалось, то нарушилась бы работа регуляторов, демпферного бака и поплавкового гидрозатвора.

Нарушение слива масла обычно бывает вызвано неисправностью поплавкового гидрозатвора (см. § 7.8). При исправном гидрозатворе нарушение слива масла может быть вызвано неправильным монтажом маслопроводов на сливе (обратные уклоны трубопроводов, посторонние предметы, перекрывающие частично сечение трубопроводов и т.п.). Слив масла нарушается также при уменьшении размеров сливной камеры, которое иногда получается в результате некоторых реконструкций.

На остановленном турбогенераторе и в режиме валоповорота распыление масла отсутствует, а разбрызгивание невелико. Но и в этом случае масло может попадать в генератор вследствие нарушений слива масла. Основная причина — это особенности связи сливной системы уплотнений со сливным трубопроводом подшипников. Как правило, сливная система рассчитана на слив масла под действием давления водорода через поплавковый гидрозатвор. Операции заполнения корпуса при переходе с водорода на воздух и обратно с промежуточным заполнением корпуса инертным газом сопровождаются резкими неоднократными снижениями давления. При пониженном давлении (близком к атмосферному) уровень масла в сливных маслопроводах значительно повышается, гидрозатвор заполняется и перестает работать. В пределе при атмосферном давлении в корпусе генератора уровень масла в сливных маслопроводах должен устанавливаться несколько выше уровня масла в сливном маслопроводе подшипников (тем выше, чем больше слив масла и выше гидравлическое сопротивление сливных маслопроводов).

В чертежах схем маслоснабжения обычно не указываются высотные отметки мест присоединений к сливному маслопроводу трубо-

проводов от газовых объемов гидрозатвора, демпферного бака и регулятора. Обследования показали, что различия в расположении по высоте этих точек на разных турбогенераторах достигают 1 м и более. В большинстве случаев монтаж выполняется так, что в режиме пониженного давления газа эти точки оказываются под уровнем масла. Кроме того, газовая полость поплавкового гидрозатвора, как правило, также сообщается с генератором только через сливные трубопроводы. Поэтому при быстром подъеме уровня масла в гидрозатворе и сливных трубопроводах газовые объемы гидрозатвора, демпферного бака и регулятора перепада давлений “масло – водород” теряют связь с генератором. Быстрый сброс давления в последнем приводит к тому, что давление оставшегося газа в гидрозатворе или демпферном баке может в какой-то момент превысить давление газа в генераторе и произойдет заброс масла из сливных трубопроводов в корпус генератора. Заброс масла увеличивается, если в это время происходит перелив масла из демпферного бака в сливную систему, а также если быстрый сброс давления газа из генератора производится аварийно до окончания выбега вала.

Для предупреждения забросов масла из уплотнений в корпус генератора при остановках и при вытеснении газа, как и для обеспечения нормальной работы регулятора перепада давлений “масло – водород” (см. § 7.5), необходимо обеспечить надежное соединение по газу корпуса генератора, гидрозатвора на сливе масла из уплотнений, демпферного бака и регулятора перепада давлений “масло – водород” во всех режимах работы газомасляной системы, независимо от уровня масла в сливных маслопроводах. Для этого место подключения связи по газу регулятора перепада давлений масла и газа, демпферного бака со сливным маслопроводом к верхней трубе гидрозатвора должно располагаться выше общего сливного маслопровода подшипников (на 0,2 – 0,3 м).

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Сведения, приведенные в данной книге, о причинах и признаках неисправностей уплотнений вала торцевого и кольцевого типа и систем маслоснабжения могут использоваться как для предупреждения неисправностей и отказов, так и для диагностирования текущего состояния, обоснования решений о необходимости ревизии или ремонта, оценки качества ремонта уплотнений. Обобщенное представление этих сведений в виде диагностических таблиц повышает достоверность идентификации дефектов уплотнений и оборудования их систем маслоснабжения. Весьма полезны таблицы причин и признаков дефектов уплотнений и регуляторов перепада давлений “масло – водород”, приведенные в “Типовой инструкции по эксплуатации газомасляной системы водородного охлаждения генераторов” (РД 153-34.0-45.512-97).

Для предупреждения отказов необходимо в соответствии с указанными таблицами анализировать ряд признаков, часть которых проявляется в процессе эксплуатации, часть может быть получена путем простейших эксплуатационных испытаний. Это требует от эксплуатационного персонала выполнения дополнительных обязанностей, которые обычно не включаются в должностные инструкции, т.е. диагностирование неисправностей не относится к обязательным процедурам. Требуется также определенная квалификация персонала. Таким образом, возможность предупреждения отказов путем своевременного выявления их признаков практически не реализуется. Исключение составляют те электростанции, где имеются специальные подразделения. Наиболее эффективным является применение диагностических таблиц с использованием вычислительной техники.

Автором разработаны алгоритмы контроля и диагностирования торцевых и кольцевых уплотнений и газомасляной системы турбогенераторов, включая регуляторы, для реализации на вычислительных средствах модернизированных АСУ ТП энергоблоков либо в составе автоматизированных систем контроля и диагностики генераторов. Испытания программного обеспечения этих алгоритмов на АСУ ТП турбогенераторов 220 и 1000 МВт показали, что основной задачей является обеспечение достоверности входных данных — от приборов контроля температур и давлений, чему в процессе эксплуатации обычно не уделяется должного внимания, если показания приборов находятся в пределах уставок. Во время опытной эксплуатации алгоритма и программ контроля и диагностирования торцевых уплотнений генератора 220 МВт в течение трех лет оказалось, что все обнаруженные в этот период дефекты (нарушение подвижности, перекос вкладышей и т.п.) являлись следствием некачественного ремонта. В то же время отсутствовали какие-либо признаки старения и износа, постепенного изменения технического состояния.

Внедрение новых автоматизированных систем контроля и диагностики генераторов на базе современных средств вычислительной техники выведет решение задачи диагностирования неисправностей уплотнений и газомасляной системы турбогенераторов на более высокий уровень. Автоматическое осуществление сбора, проверки достоверности и накопления данных контроля, последующей их обработки по заданным алгоритмам диагностирования, документирования и выдачи необходимых рекомендаций эксплуатационному персоналу, в том числе оценок качества ремонта, позволит значительно повысить культуру эксплуатации и ремонта уплотнений и обслуживания газомасляной системы турбогенераторов, а следовательно, и надежность эксплуатации.

Подбор характеристик регулятора перепада давления масла и газа для кольцевого уплотнения

Аксиальные усилия, действующие на вкладыш 3 в корпусе 4 кольцевого уплотнения (рис. П1):

от избыточного давления газа $F_{\Gamma} = P_{\Gamma} S_{\Gamma}$,

от давления масла $F_{\text{м}} = P_{\text{м}} S_{\text{м}}$,

где P_{Γ} и $P_{\text{м}}$ — давления газа и масла соответственно; $S_{\Gamma} = \pi(R_1^2 - R_2^2)$ — площадь вкладыша, на которую действует давление газа; $S_{\text{м}} = \pi(R_1^2 - R_2^2)$ — площадь вкладыша, на которую действует давление масла; R_1 и R_2 — радиусы расположения резиновых уплотняющих колец со стороны газа 1 и воздуха 2 (рис. П1); R_3 — радиус вала 5 (рис. П1).

Цель подбора характеристики — максимально разгрузить вкладыш, т.е. минимизировать разность усилий $\Delta F = F_{\Gamma} - F_{\text{м}}$, действующую на вкладыш в аксиальном направлении в рабочем диапазоне давлений водорода. При этом целесообразно исходить из предельно допустимого давления на резиновое уплотняющее кольцо 0,25 — 0,3 МПа.

При $P_{\text{м}} = P_{\Gamma} + \Delta P$ $\Delta F = P_{\Gamma}(S_{\Gamma} - S_{\text{м}}) - \Delta P S_{\text{м}}$.

Подбор возможен только для тех типов регуляторов, которые обеспечивают перепад давлений масла и газа, зависящий от давления газа. Так, ре-

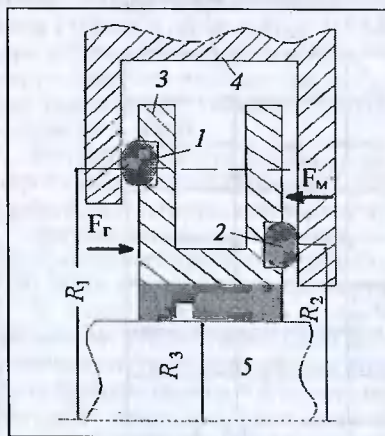


Рис. П1. Схема действия аксиальных усилий от давления газа (F_{Γ}) и от масла ($F_{\text{м}}$) на вкладыш кольцевого уплотнения

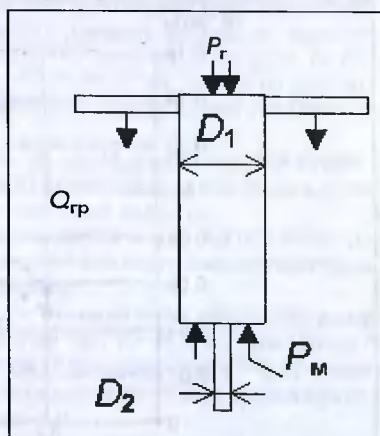


Рис. П2. Схема действия усилий на золотник регулятора типа ДРДМ-21У

Таблица П1

Постоянный коэффициент зависимости перепада давлений масла и газа ΔP от давления газа P_i	$a = 0,4$		$a = 0,3$		$a = 0,2$		Отсутствие зависимости ΔP от P_i ($a = 0$)	
$P_{г\text{,}}$ МПа	0,1	0,3	0,1	0,3	0,1	0,3	0,1	0,3
ΔP , МПа, с учетом $Q_{\text{зол}}$, но без груза	0,058	0,138	0,047	0,107	0,035	0,075	0,09	0,09
$F_{г} = S_{г} P_{г}$, Н	3820	11460	3820	11460	3820	11460	3820	11460
$F_{м} = S_{м}(P_{г} + \Delta P)$, Н	4045	11212	3763	10419	3456	9600	4864	9984
Разность усилий, $\Delta F = F_{г} - F_{м}$, Н	- 225	248	57	1041	364	1860	- 1044	1476
$\Delta P_{г\text{р}}$, МПа, повышение перепада давлений за счет груза $Q_{г\text{р}} = 10$, Н	0,006	0,006	0,0055	0,0055	0,005	0,005	0,004	0,004
Снижение ΔF за счет груза в регуляторе $\Delta P_{г\text{р}} S_{м}$, Н	- 153	- 153	- 141	- 141	- 128	- 128	- 102	- 102

гуляторы типа ДРДМ-20 и ДРДМ-21У имеют линейную характеристику, т.е. перепад давлений масла и газа линейно зависит от давления газа:

$$\Delta P = aP_{г} + b,$$

где коэффициент $a = (S_1 - S_2)/S_2 = D_2^2/(D_1^2 - D_2^2)$; коэффициент $b = (Q_{\text{зол}} + Q_{г\text{р}})/S_2$ — постоянная составляющая перепада давлений, зависящая только от веса золотника $Q_{\text{зол}}$ и груза $Q_{г\text{р}}$.

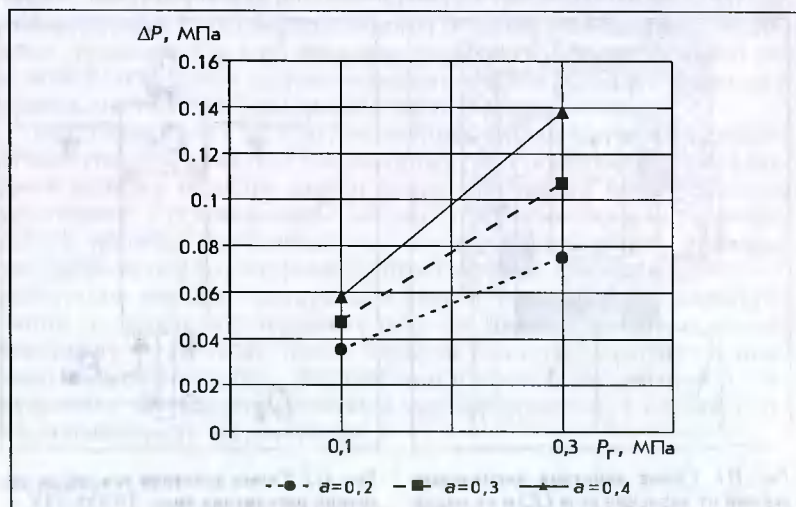


Рис. П3. Зависимость перепада давлений ΔP от давления газа ($Q_{г\text{р}} = 0$)

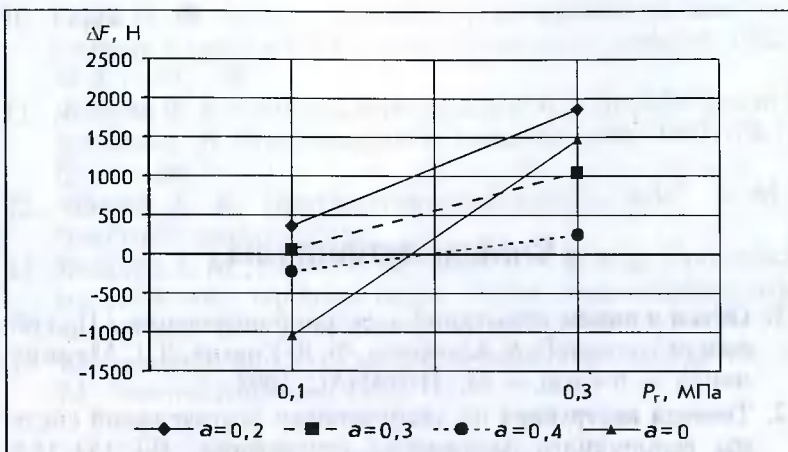


Рис. П4. Зависимость результирующего аксиального усилия ΔF , действующего на вкладыш, от давления газа P_g

Такая зависимость обеспечивается, если в регуляторе различны площади поверхностей золотника (см. рис. П2), на которые действуют давления газа $S_1 = \pi D_1^2/4$ и масла $S_2 = \pi(D_1^2 - D_2^2)/4$.

В табл. П1 даны результаты расчета результирующего усилия ΔF , действующего на вкладыш для различных значений a и давлений водорода 0,1 и 0,3 МПа. Расчеты проведены для кольцевого уплотнения турбогенератора типа ТВФ-60-2 (конструкция ЦКБЭнерго); площадь вкладыша, на которую действует давление газа P_g , $S_g = 0,0382 \text{ м}^2$; площадь вкладыша, на которую действует давление масла P_m , $S_m = 0,0256 \text{ м}^2$; давлению на резиновое уплотняющее кольцо 0,25 МПа примерно соответствует аксиальное усилие $\Delta F = 500 \text{ Н}$.

Результаты расчета приведены на рис. П3 и П4. Видно, что для регуляторов с постоянным значением ΔP ($a = 0$) имеет место самая резкая зависимость результирующего усилия ΔF от давления водорода.

Для рабочего диапазона давлений водорода 0,1 – 0,25 МПа и предельно допустимого значения перепада давлений для этого типа генераторов 0,09 МПа, можно сделать следующие выводы:

1) наилучшая разгрузка вкладыша, т.е. минимальное результирующее аксиальное усилие на вкладыш достигается при $a = 0,4$, но при этом ΔP повышается сверх допустимого значения. Рекомендуется $a = 0,3$; может быть принято также $a = 0,2$, но с корректировкой ΔF за счет грузов в регуляторе и с учетом предельно допустимого ΔP ;

2) результирующее усилие ΔF около 500 Н и менее обеспечивается при давлении водорода не более 0,2 МПа ($a = 0,3$).

Список литературы

1. **Объем и нормы** испытаний электрооборудования / Под общей редакцией Б. А. Алексеева, Ф. Л. Когана, Л. Г. Мамиконянца. — 6-е изд. — М.: НЦ ЭНАС, 1998.
2. **Типовая инструкция** по эксплуатации газомасляной системы водородного охлаждения генераторов. РД 153-34.0-45.512-97. — М.: СПО ОРГРЭС, 1998.
3. **Куфман Я. И., Портнов Н. М., Тимофеев Е. Н.** Уплотнения торцовые роторов турбогенераторов с водородным охлаждением: правила эксплуатации и ремонта. ОСТ 34-38-454-79. — М.: СПО Союзтехэнерго, 1980.
4. **Голоднова О. С.** Эксплуатация схем маслоснабжения и уплотнений турбогенераторов с водородным охлаждением. — М.: Энергия, 1978.
5. **Циханович Б. Г., Фомин Б. П.** Турбогенераторы. Том 1. — Л.: Энергоатомиздат, 1989.
6. **Герцык И. Р., Сидоров А. М., Голоднова О. С.** Уменьшение износа баббита вкладышей торцовых уплотнений улучшением фильтрации масла // Электрические станции. 1977. № 12. С. 50 — 51.
7. **Голоднова О. С., Кориневский Ю. А.** О предупреждении попадания масла из водородных уплотнений в корпус турбогенератора // Электрические станции. 1978. № 12. С. 71 — 72.
8. **Пшыбыш Е., Шидловски М., Голоднова О. С., Иванов С. И.** Влияние резкопеременного графика нагрузки и частых пусков на работу торцовых уплотнений турбогенератора // Электрические станции. 1979. № 10. С. 44 — 47.
9. **Герцык И. Р., Голоднова О. С., Кориневский Ю. А., Людвикивич Е. Л.** Исследование причин пропуска масла из водородных уплотнений в турбогенератор // Электрические станции. 1981. № 4. С. 40 — 45.

10. **Горев Н. Ф.** Анализ аварийности оборудования электростанций и сетей в 1991 г. // Электрические станции. 1992. № 9. С. 73 – 78.
11. **Денисов В. А.** Причины пожаров на АЭС и пути их предотвращения // Энергетическое строительство. 1992. № 5. С. 25 – 28.
12. **Микеев А. К.** Противопожарная защита АЭС. — М.: Энергоатомиздат, 1990.
13. **Балашов А. М., Демин В. А., Халитов А. К. и др.** Промывка маслосистем турбоагрегатов пневмогидроимпульсным способом // Электрические станции. 1997. № 5. С. 30 – 36.
14. **Казанский В. Н.** Системы смазывания паровых турбин. — М.: Энергоатомиздат, 1986.

Содержание

Часть 1

Предисловие	3
ГЛАВА 1. Уплотнения вала турбогенераторов с водородным охлаждением	4
1.1. Конструктивные особенности уплотнений	5
1.2. Основные параметры, определяющие режим работы уплотнений вала	11
1.3. Сходство и различия уплотнений и подшипников	14
ГЛАВА 2. Схемы маслоснабжения уплотнений вала турбогенераторов и их основное оборудование	20
ГЛАВА 3. Эксплуатационные требования к качеству уплотнений вала и схем маслоснабжения.	35
ГЛАВА 4. Влияние эксплуатационных условий и факторов на качество работы уплотнений вала турбогенераторов	42
4.1. Перерыв маслоснабжения	42
4.2. Качество масла, поступающего в уплотнения турбогенераторов, и предъявляемые к нему требования	43
4.3. Вибрация и аксиальные перемещения вала ротора	46
4.4. Влияние режимов работы турбогенератора на работу уплотнений	47
ГЛАВА 5. Эксплуатационный контроль работы уплотнений вала и схем маслоснабжения, сигнализация, автоматика и защита.	50
ГЛАВА 6. Опасность загорания, пожара или взрыва вследствие неисправностей уплотнений вала и оборудования газомасляной системы турбогенераторов	60
6.1. Основные принципы обеспечения взрыво- и пожаробезопасности турбогенераторов с водородным охлаждением	60
6.2. Причины потери газоплотности уплотнений вала и газомасляной системы	64
6.3. Основные пути предупреждения загорания, пожара и взрыва	67
Список литературы	69

Часть 2

Предисловие	75
ГЛАВА 7. Основные причины отказов и неисправностей в работе уплотнений вала и оборудования систем маслоснабжения	76
7.1. Недопустимое снижение перепада давлений “масло — водород”	77
7.2. Неисправности и отказы торцевых уплотнений	81
7.3. Неисправности и отказы кольцевых уплотнений	97
7.4. Попадание водорода в картеры подшипников — нарушение газоплотности уплотнений	102
7.5. Отказы и неисправности регулятора перепада давлений “масло — водород”	103
7.6. Отказы и неисправности регулятора давления прижимающего масла	110
7.7. Неполадки в системе резервирования подачи масла в уплотнения от демпферного бака	111
7.8. Неисправности поплавкового гидрозатвора на сливе масла в сторону водорода	114
7.9. Попадание масла в корпус генератора	116
Заключение	123
ПРИЛОЖЕНИЕ. Подбор характеристик регулятора перепада давления масла и газа для кольцевого уплотнения	125
Список литературы	128

Библиотечка электротехника

Приложение к производственно-массовому журналу "Энергетик"

ГОЛОДНОВА ОЛЬГА СЕРГЕЕВНА

**Уплотнения вала турбогенераторов
с водородным охлаждением
и их системы маслоснабжения (часть 2)**

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

109280, Москва, ул. Автозаводская, 14/23

Тел./факс: (095) 275-19-06, тел. 275-00-23 доб. 22-47

Научный редактор У. К. Курбангалиев

Редакторы: Л.Л. Жданова, Н. В. Ольшанская

Худож.-техн. редактор Т. Ю. Андреева

Корректор З. Б. Драновская

Сдано в набор 16.11.99 г. Подписано в печать 21.12.99 г.

Формат 60х84¹/₁₆. Печать офсетная.

Печ. л. 3,5. Тираж 730 экз. Заказ БЭТ/1(13)-2000

Макет выполнен издательством "Фолиум": 127238, Москва, Дмитровское ш., 58.

Отпечатано типографией издательства "Фолиум": 127238, Москва, Дмитровское ш., 58.

ПОДПИСЫВАЙТЕСЬ

на “Библиотечку электротехника”

ПРИЛОЖЕНИЕ К ЖУРНАЛУ “ЭНЕРГЕТИК”
ВЫХОДИТ ЕЖЕМЕСЯЧНО.

В России подписку на “Библиотечку электротехника” должны оформить в любом почтовом отделении связи.

Издание можно найти в объединенном каталоге
Госкомсвязи РФ “Подписка-2000”

(Российские и зарубежные газеты и журналы)

Индексы “Библиотечки электротехника”

— приложения к журналу “Энергетик”:

88983 — для предприятий и организаций;

88982 — для индивидуальных подписчиков.

“Библиотечка электротехника” включена также
в подписные каталоги других стран СНГ
по договорам с АО “Агентство по распространению
зарубежных изданий” (АРЗИ). Справки о том,
где принимается подписка в этих государствах,
можно получить по телефонам АРЗИ в Москве:
(095) 280-83-65, 280-94-65.

★ ★ ★

Претензии в случае неполучения очередных выпусков “Библиотечки электротехника” следует предъявлять прежде всего почтовому отделению по месту подписки. При отрицательном результате такого обращения можно позвонить в АРЗИ-Кунцево (Москва) по телефону (095) 443-61-60.

48

Об авторе



Ольга Сергеевна Голоднова —

*кандидат технических наук,
специалист в области
исследований и анализа
эксплуатации турбогенераторов.*

О. С. Голоднова — соавтор книги “Эксплуатация турбогенераторов с непосредственным охлаждением” (1972), автор брошюры “Эксплуатация схем маслоснабжения и уплотнений турбогенераторов” (1978), автор и соавтор ряда статей, а также руководящих материалов по повы-

шению надежности эксплуатации мощных турбогенераторов на тепловых и атомных электростанциях, основанных на результатах исследований и анализа опыта эксплуатации. В настоящее время руководит лабораторией электрических машин во Всероссийском научно-исследовательском институте по эксплуатации атомных электростанций.

Высокое качество работы масляных уплотнений вала
и оборудования их систем маслоснабжения —
залог надежной работы турбогенераторов
с водородным охлаждением,
пожаро- и взрывобезопасности
машинных залов тепловых
и атомных электростанций