

Борис Колесников

# **Частное расследование аварии на СШГЭС**

Происшедшей 17-го  
августа 2009 г.

**Борис Колесников**  
**Частное расследование аварии**  
**на СШГЭС. Прошедшей**  
**17-го августа 2009 г.**

*[http://www.litres.ru/pages/biblio\\_book/?art=43651370](http://www.litres.ru/pages/biblio_book/?art=43651370)*  
*ISBN 9785005028747*

**Аннотация**

По официальной версии ПЕРВОПРИЧИНОЙ катастрофы явилось «усталостное разрушение шпилек М80 крепления крышки к статору гидротурбины гидроагрегата №2»; дальнейшее развитие аварии – в режиме синхронного генератора. Автор считает официальную версию принципиально ошибочной... и предлагает альтернативную, согласно которой ПЕРВОПРИЧИНОЙ катастрофы явилось ЗАКЛИНИВАНИЕ рабочего колеса гидротурбины гидроагрегата №2; дальнейшее развитие аварии – в режиме синхронного электродвигателя.

# Содержание

1. Объект расследования- гидроагрегат №2 (ГА-2) Саяно-Шушенской ГЭС	5
Конец ознакомительного фрагмента.	28

# Частное расследование аварии на СШГЭС Происшедшей 17- го августа 2009 г.

**Борис Колесников**

*«Из всех средств массовой информации  
для нас важнейшим является Интернет»  
Народная мудрость*

© Борис Колесников, 2019

ISBN 978-5-0050-2874-7

Создано в интеллектуальной издательской системе Ridero

# 1. Объект расследования- гидроагрегат №2 (ГА-2) Саяно-Шушенской ГЭС

## 1.1. Основные параметры гидростанции

Тип станции	Плотина	Установленная мощность, МВт	Кол-во гидроагрегатов	Объём водохранилища, км <sup>3</sup>		Среднегодовая выработка энергии млн кВт·ч (2008 г.)	Проектная организация
				Полный	Полезный		
Высоконапорная, арочно-гравитационная, приплотинная	Бетонная, арочно-гравитационная, высотой 245 м	6400	10	31,34	15,34	18 600	Институт «Генгидропроект»

Таблица 1

- Год начала строительства- 1963.
- Годы ввода первого (со сменным рабочим колесом) и последнего гидроагрегатов- 1978/1985.
- Год официальной приёмки в эксплуатацию- 2000.

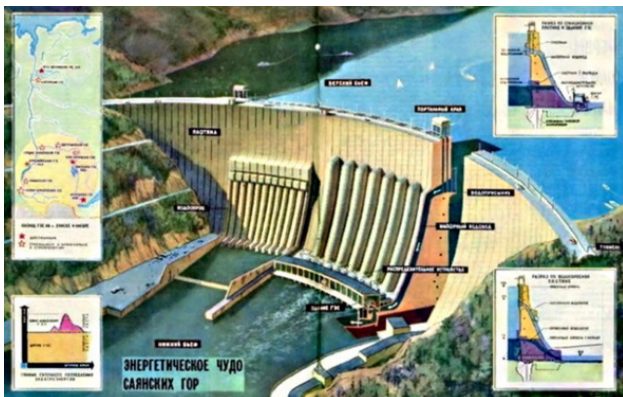


Рис. 1. Саяно-Шушенская ГЭС [1]



Рис. 2. Саяно-Шушенская ГЭС

1.1.1. Трёхмерный ролик по урокам аварии 17 августа 2009 года на Саяно-Шушенской ГЭС [2]

## 1.2. Основные параметры гидроагрегатов

### 1.2.1. Характеристики гидротурбины

Таб. 2

Тип гидро- турбины	Напор, м			Расход,  м <sup>3</sup> /с	Скорость вращения,  об/мин	Мощ- ность,  МВт	Диаметр раб. колеса,  м	Гидравл. осевое усилие турбины тс	Завод- изгото- витель
	Расч.	Макс.	Мин.						
Радиально- осевая РО- 230/833--0- 677	194	220	175	358,5	142,8	640	6,77	1400  [9]	ЛМЗ Саяно- Петербург

Таблица 2

Особенностями конструкции гидротурбины являются:

- выполнение рабочего колеса цельносварным на заводе, с доставкой на строительную площадку водным путем;
- применение железобетонной конструкции спиральной камеры;
- направляющий аппарат с индивидуальным гидравлическим сервоприводом каждой лопатки;
- направляющий подшипник с обрешиненными сегментами на водяной смазке.
- масса турбины (без статора и спиральной камеры) – 656 т [3]

«В период освоения Саяно-Шушенской ГЭС произошло

64 нарушения работы гидротурбин и повреждения их узлов, в результате которых простой агрегатов составил 17614 час., недовыработка электроэнергии составила 6120 млн. кВт·ч. В подтверждение недостаточной изученности и продуманности конструкторских решений следует отметить, что непредвиденные остановки турбин происходили и тогда, когда они работали только на расчётных напорах» [4].

### 1.2.2. Характеристики гидрогенератора

Тип гидрогенератора	Мощность, <i>МВт</i>	Напряжение, <i>В</i>	Скорость вращения, <i>об/мин</i>	Диаметр ротора, <i>м</i>	Внешний диаметр статора, <i>м</i>	Завод-изготовитель
Зонтичный СВФ-1285/275-42УХЛ4	720	15750	142,8	10,3	14,8	«Электросила» Санкт-Петербург

Таблица 3

Особенностями конструкции гидрогенератора являются:

- выполнение внутрипроводникового водяного охлаждения обмотки статора и форсированного воздушного охлаждения обмотки ротора;
- двухрядный подпятник с эластичными металлопласт-массовыми сегментами, размещенный в цельносварной мас-

ляной ванне диаметром 6 м; рассчитан на восприятие нагрузки 36000 кН;

- подшипник генератора – баббитовый, с самоустанавливающимися сегментами;
- общая масса генератора – 1 860 т

### 1.2.3. Характерные зоны работы ГА-2 [5]

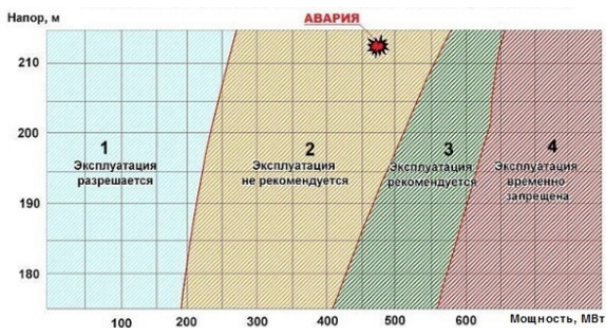


Рис. 3. Характерные зоны работы гидроагрегатов Саяно-Шушенской ГЭС

Особенностями режима работы гидроагрегата в зоне 2 являются:

- повышенная вибрация и увеличение шума в машзале;
- возрастание гула и грохота в отсасывающей трубе;
- снижение к. п. д.

– Весовые характеристики базовых узлов и деталей  
ГА-2 [6]

№№	Наименование узла, детали	Вес, <i>m</i>
1	Рабочее колесо турбины	154
2	Вал турбины	92
3	Крышка турбины с направляющим аппаратом	379
4	Турбинный подшипник	31
5	Подпятник с опорой	119
6	Ротор генератора	912
7	Суммарный вес	1687

Таб. 4.1

8	Верхняя крестовина	150*
9	Обод ротора	550**

Таблица 4

\* Вес верхней крестовины принят ориентировочно

\*\* Вес обода ротора определён также ориентировочно  
из расчёта ~ 60% от веса ротора.

«Полётный» вес ротора гидроагрегата ( $1687 - 550 + 150$ )  
 $= 1287m$

## *2. Аварийное разрушение ГА2 и его составных частей*

Общая картина аварийного разрушения ГА2 и его составных частей показаны на рис. 4 и 5.



Рис. 4. Аварийное разрушение гидроагрегата №2

1-рабочее колесо турбины; 2- крышка турбины; 3- ванна подпятника; 4- спицы ротора генератора; 5- обод ротора генератора

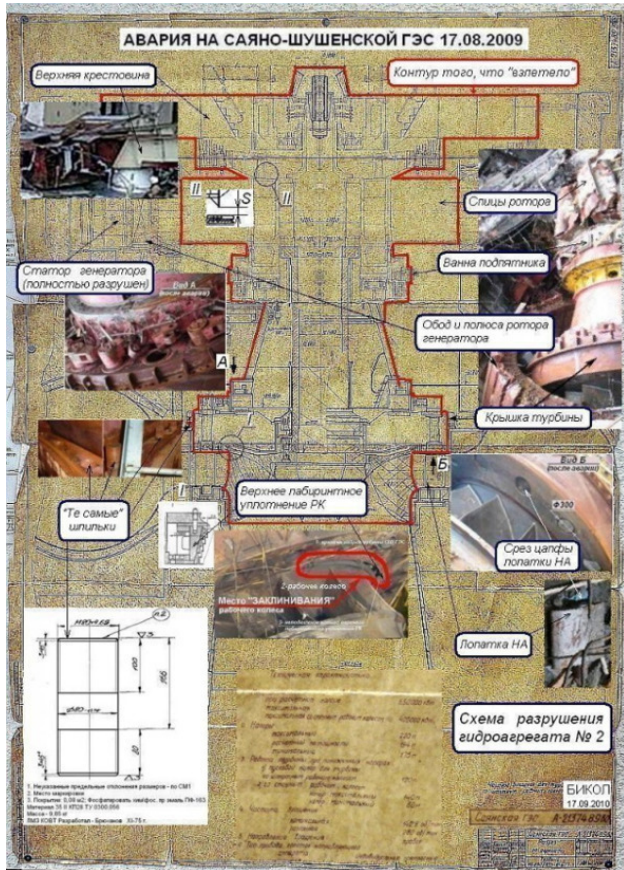


Рис. 5. Схема аварийного разрушения составных частей гидроагрегата №2 [7]

Для выявления технических причин аварийного разруше-

ния ГА2 рассмотрим последовательно, шаг за шагом, особенности конструкции и характера разрушений его базовых узлов и деталей.

### 3. Разрушение гидротурбины

Общий вид гидротурбины в разрезе показан на рис. 6.

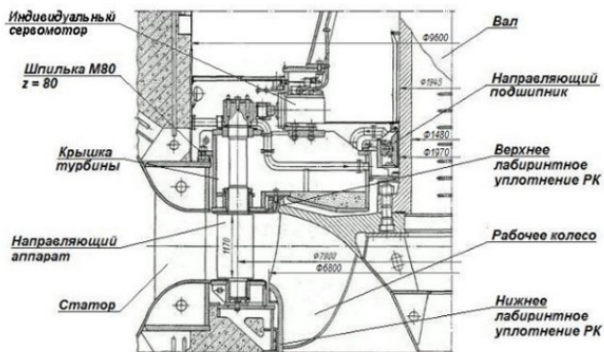


Рис.6. Радиально осевая гидротурбина СШГЭС

#### 3.1. Разрушение направляющего подшипника и облицовки вала гидротурбины

Общий вид направляющего подшипника гидротурбины с обрезиненными сегментами показан на рис. 7 [4].

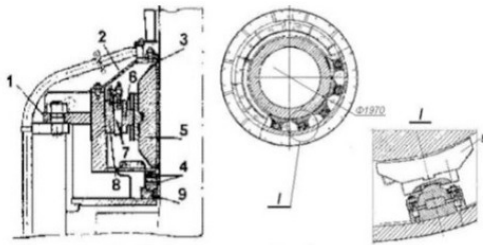


Рис. 7. Направляющий подшипник гидротурбины (с самоустанавливающимися сегментами)

1- корпус из двух частей; 2- ванна из 4-х частей; 3- верхнее воротниковое уплотнение; 4- нижнее воротниковое уплотнение; 5- сегменты; 6- сухарь; 7- клин; 8- плита опорная; 9- шланговое уплотнение

Как следует из рассмотрения таб. 5, направляющий подшипник турбины воспринимает радиальные силы, вызванные механическими, гидравлическими и электрическими процессами, которые возникают и изменяются в зависимости от изменения режимов работы гидроагрегата.

Механические	Гидравлические	Электрические
1. Механический небаланс рабочего колеса турбины и ротора гидрогенератора	1. Гидравлический небаланс рабочего колеса турбины.	1. Силы взаимодействия ротора и статора гидрогенератора (силы магнитного тяжения)
2. Технологические отклонения геометрических размеров шейки вала от заданных проектом величин.	2. Неравномерное распределение скоростей потока в направляющем аппарате.	2. Силы, обусловленные неравномерностью зазора между ротором и статором.
3. Силы упругости вала, возникающие в лабиринтных уплотнениях при нарушении центровки рабочего колеса относительно неподвижных частей.	3. Работа турбины в зоне 2 не рекомендованной к работе (рис. 2)	3. Силы, обусловленные наличием короткого замыкания на шинах генератора.
4. Силы упругости вала, возникающие при касании вращающихся колец лабиринтных уплотнений о неподвижные вследствие нарушений центровки рабочего колеса относительно неподвижных частей.	4. Колебания давления в напорном трубопроводе	4. Силы, обусловленные частичным или полным замыканием или закорачиванием обмоток полюсов ротора.
5. Силы упругости вала, возникающие при изломе общей линии вала (биение вала).	5. Кавитационные процессы в рабочем колесе и в отсасывающей трубе.	5. Силы, появляющиеся при асинхронном режиме работы генератора.
6. Ослабление или разрушение корпуса подшипника к крышке турбины.	6. Вихревые шнуры в рабочем колесе и в отсасывающей трубе.	
7. Износ контактирующих поверхностей подшипника и шейки вала (интенсивность износа существенно зависит от наличия посторонних примесей в системе техводоснабжения). [8 Майзель Ю.П.]	7. Неравномерность зазоров в лабиринтных уплотнениях.	

## Таблица 5

Радиальные силы, воздействующие на направляющий подшипник гидротурбины СШГЭС

Как показали натурные испытания направляющих подшипников на нескольких турбинах, рис. 8, суммарные радиальные усилия, возникающие при одновременном воздействии на вал турбины механических, гидравлических и электрических сил, достигают значительных величин – свыше 100 тонн. [4]

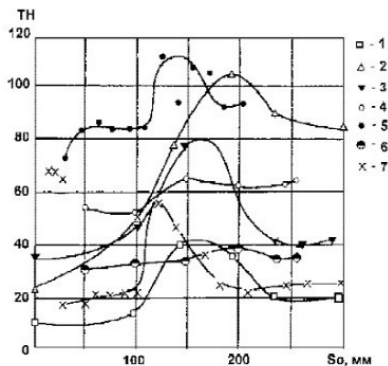


Рис. 8. Зависимости максимальных усилий, действующих на турбинные подшипники, от открытия направляющего аппарата на разных ГА

1 — ГА-1, Нбр=136 м; 2 — ГА-2, Нбр=140 м (до балансировки); 3 — ГА-2, Нбр=136 м (после балансировки); 4 — ГА-3,

*Нбр=138 м; 5 – ГА-3, Нбр=194 м; 6 – ГА-5, Нбр=138 м; 7 – ГА-8, Нбр=192 м*

Насколько разрушительны эти силы наглядно показано на рис. 9.

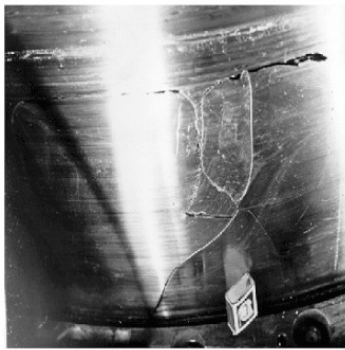


Рис. 9. Разрушение нержавеющей облицовки вала гидротурбины

вследствие воздействия на вал радиальных усилий, воспринимаемых направляющим подшипником

Следствием износа подшипника являются существенное увеличение радиального биения вала турбины и вибрации, как крышки турбины, так и всего гидроагрегата.

За последние, перед аварией, 13 минут работы второго гидроагрегата амплитуда вибрации подшипника крышки турбины увеличилась на 240 мкм (с 600 мкм

до 840 мкм при максимальном допустимом значении 160 мкм, соответствующим, в основном, параметрам вибрации остальных гидроагрегатов станции) [9].

Перед самым возникновением аварии ГА2 вибрации турбинного подшипника достигали 1600 мкм, что на порядок больше допустимых [6], что свидетельствует о его аварийном состоянии.

Многочисленные примеры недопустимого увеличения радиального биения вала (от 1,5 до 2 мм) в зоне турбинного подшипника в процессе эксплуатации ГА2 приведены в п. 4.1 и 4.5 «Акта...» Ростехнадзора [3].

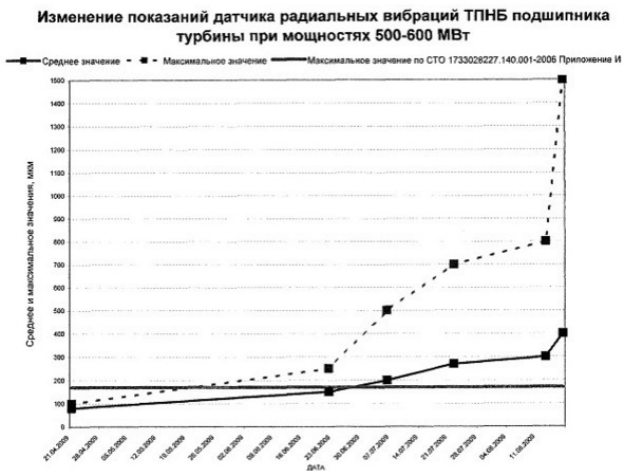


Рис. 10. Показания датчика радиальных биений вала в зоне подшипника турбины

Увеличенное биение вала, вызванное износом направляющих подшипников, приводит к многократному срыву и поломкам у радиально-осевых турбин лабиринтных колец рабочего колеса [10].

Промежуточный вывод по п. 3.1.: *Недопустимые радиальные биения вала гидротурбины, обусловленные недопустимыми износом\* и уровнем вибрации направляющего подшипника, создали предпосылки для возникновения непосредственного механического контакта между подвижными и неподвижными кольцевыми поверхностями верхнего и нижнего лабиринтных уплотнений рабочего колеса и для их последующего аварийного разрушения с тяжёлыми последствиями для всего гидроагрегата.*

*\*Примечание:*

В опубликованных Ростехнадзором и Парламентской комиссией материалах по факту аварии на СШГЭС отсутствуют какие-либо сведения о техническом состоянии направляющего подшипника турбины №2 в период поведения среднего ремонта в январе-марте 2009 г. [3], [9] и после аварии в августе 2009 г., несмотря на то, что проведение такой экспертизы предусмотрено п. Б.3 «Методических указаний по техническому обследованию узлов гидроагрегатов при их повреждениях» (СТО 17330282.27.140.001—2006).

### 3.2. Разрушение лабиринтных уплотнений рабочего колеса гидротурбины

Линии контактов сопряжённых поверхностей верхнего лабиринтного уплотнения (ВЛУ) с рабочим колесом и с крышкой гидротурбины СШГЭС показаны на рис. 11.



Рис.11. Линии контактов сопряжённых поверхностей верхнего лабиринтного уплотнения (ВЛУ) с рабочим колесом и с крышкой гидротурбины

Лабиринтные уплотнения рабочего колеса предназначены для обеспечения и поддержания в заданных пределах объёмного к. п. д. гидротурбины путём создания гидравлических сопротивлений перетеканию воды из спиральной камеры в полости низкого давления (над ступицей рабочего ко-

леса и в отсасывающей трубе) через зазоры между подвижными и неподвижными кольцами соответствующих уплотнений (верхнего и нижнего). Очевидно, чем меньше величина упомянутых зазоров, тем больше гидравлическое сопротивление, и тем выше объёмный к. п. д. турбины. С другой стороны, чем меньше величина зазоров, тем больше вероятность возникновения прямого механического контакта между неподвижными и вращающимися кольцами, и тем выше вероятность возникновения аварии вследствие механического разрушения уплотнений.

Как показано ниже, на рис. 12 и 13, в гидротурбинах СШГЭС проектная величина номинального зазора между неподвижными и подвижными (вращающимися) кольцами установлена равной 2,8 мм. Тем не менее, несмотря на наличие гарантированного зазора, подвижные и неподвижные кольца верхнего и, особенно, нижнего лабиринтных уплотнений неоднократно вступали между собой в непосредственный механический контакт, вследствие чего на СШГЭС происходило аварийное разрушение неподвижных колец лабиринтных уплотнений (см. ниже, рис. 14).

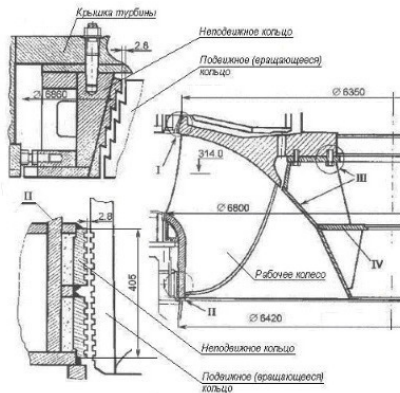


Рис. 12. Верхнее (I) и нижнее (II) лабиринтные уплотнения рабочего колеса гидротурбины СШГЭС

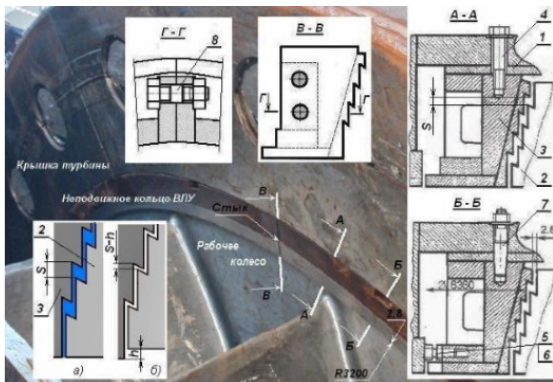


Рис. 13. Фланцевое соединение секций и узел присоединения

неподвижного кольца ВЛУ к крышке турбины

1 – крышка турбины; 2 — подвижное кольцо ВЛУ (верхний обод рабочего колеса); 3 – неподвижное кольцо ВЛУ; 4 – винт; 5 – винтовой домкрат (фиксатор); 6 — контргайка; 7- конический штифт; 8 – призонный болт; а) – высотное положение подвижного кольца относительно неподвижного при опоре ротора гидроагрегата на

сегменты подпятника ( $h=0$ );

б) – высотное положение подвижного кольца относительно неподвижного при опоре ротора гидроагрегата на тормоза- домкраты ( $h=15\div 20$  мм)

«Разрушение неподвижного лабиринта (нижнего) вызвало увеличение биения вала, что приводило к соприкосновению разрушенных частей, выступавших в зазор, с рабочим колесом... Был остановлен ряд агрегатов, хотя и работавших при расчётном напоре в оптимальной зоне эксплуатационной характеристики» [4].

В гидротурбинах СШГЭС неподвижное кольцо нижнего лабиринта выполнено несъёмным. Поэтому, в условиях электростанции восстановление подвижного и неподвижного колец до заводских размеров оказалось невыполнимым, в связи с чем, ряд агрегатов работает с увеличенными зазорами в нижних лабиринтных уплотнениях\*.

*\*Примечание:*

В нарушение технических требований РД 153—34.2—31.401—2002 в гидротурбинах СШ ГЭС нижнее лабиринтное уплотнение- несъёмное, что является существенным конструктивным недостатком; это приводит к тому, что при проведении ремонтов практически невозможно восстановить до проектных размеров зазоры в нижнем лабиринтном уплотнении. Поэтому гидротурбины СШГЭС эксплуатируются с увеличенными и неравномерными зазорами в лабиринтном уплотнении. Увеличенные зазоры снижают объёмный к. п. д., а их неравномерность вызывает увеличение вибраций гидротурбины и приводит к дополнительной переменной нагрузке на направляющий подшипник.

Кроме того, в процессе эксплуатации на гидроагрегате №5 (рис. 14) было обнаружено повреждение верхнего неподвижного лабиринта из-за отслоения нержавеющей облицовки» [4].



Рис. 14. Аварийное разрушение неподвижного кольца

## нижнего лабиринтного уплотнения рабочего колеса гидротурбины СШГЭС

В п. 4.1 «Акта...» Ростехнадзора также упоминается, что 13.09.81 на ГА2 произошло «Повреждение резиновой поверхности и болтов крепления сухарей сегментов турбинного подшипника, разрушение нижнего неподвижного кольца лабиринтного уплотнения рабочего колеса»\*.

*\*Примечание:*

В опубликованных Ростехнадзором и Парламентской комиссией материалах по факту аварии на СШГЭС отсутствуют какие-либо сведения о техническом состоянии верхнего и нижнего лабиринтных уплотнений рабочего колеса турбины, несмотря на то, что проведение такой экспертизы предусмотрено п. 8.2.9. «Методических указаний по техническому обследованию узлов гидроагрегатов при их повреждениях» СТО 17330282.27.140.001—2006.

Таким образом, аварии, связанные с разрушением лабиринтных уплотнений рабочего колеса, были для эксплуатационного персонала СШГЭС достаточно обыденным явлением.

Здесь следует отметить, что все ранее известные случаи аварийного разрушения лабиринтных уплотнений рабочего колеса относились к категории значительных ава-

рий, для устранения последствий которых требовалась полная разборка соответствующего гидроагрегата. Однако, упомянутые аварии никогда не приводили к разрушению базовых узлов и деталей гидротурбины и не оказывали влияния на работу соседних гидроагрегатов.

**Невиданное по своим катастрофическим последствиям для ГА2 и для всей гидростанции,** разрушение верхнего лабиринтного уплотнения рабочего колеса (рис. 15) произошло 17 августа 2009 г. на ГА2. Основная причина – непосредственный механический контакт между неподвижным и подвижным (вращающимся) кольцами уплотнения, возникший вследствие запредельных вибраций и радиального биения вала турбины\*.

На основании детального рассмотрения конструкции верхнего лабиринтного уплотнения (см. рис. 12, 13 и 14) и фотографии нижнего лабиринтного уплотнения после аварии (см. рис. 15) можно установить, что под воздействием тангенциальных сил, возникших в результате механического контакта между подвижным и неподвижным кольцами, произошло раскрытие стыка одного из фланцевых соединений соседних секций (сегментов) \*\*. В результате произошло разрушение и деформация неподвижного кольца лабиринта так, что между крышкой турбины и ступицей рабочего колеса образовался криволинейный клин, который заклинил рабочее колесо турбины ГА-2, рис. 15, вследствие чего крышка

турбины в одно мгновение оказалась под воздействием крутящего электрогидромеханического момента, включающего момент от электромагнитных сил, удерживающих ротор генератора в энергосистеме, гидравлический момент и момент количества движения ротора гидроагрегата. Время действия и динамика изменения вышеупомянутых моментов определялись временем и характером развития аварии ГА-2, которая продолжалась всего несколько секунд.

# Конец ознакомительного фрагмента.

Текст предоставлен ООО «ЛитРес».

Прочитайте эту книгу целиком, [купив полную легальную версию](#) на ЛитРес.

Безопасно оплатить книгу можно банковской картой Visa, MasterCard, Maestro, со счета мобильного телефона, с платежного терминала, в салоне МТС или Связной, через PayPal, WebMoney, Яндекс.Деньги, QIWI Кошелек, бонусными картами или другим удобным Вам способом.