



# ГИДРО- ТЕХНИЧЕСКОЕ СТРОИТЕЛЬСТВО

Ежемесячный  
научно-технический журнал

УЧРЕДИТЕЛИ:

МИНИСТЕРСТВО ЭНЕРГЕТИКИ РФ,

ОАО «РУСГИДРО»,

АССОЦИАЦИЯ «КОРПОРАЦИЯ ЕЭЭК»,

ЗАО НТФ «ЭНЕРГОПРОГРЕСС»,

НП «НТС ЕЭС»

Основан в 1930 г.

№ 4

апрель

2011

## Содержание

### Проектирование, строительство, эксплуатация

**Пермякова Л. С., Епифанов А. П.** Формирование напряженно-деформированного состояния плотины Саяно-Шушенской ГЭС при наполнении водохранилища в 2010 г. . . . . 2

**Александров А. Е.** Анализ работы подпятников гидроагрегатов с ЭМП-сегментами . . . . . 7

### Безопасность гидротехнических сооружений

**Орехов В. В.** Объемная математическая модель и результаты расчетных исследований напряженно-деформированного состояния основных сооружений Рогунской ГЭС . . . . . 12

### Расчеты, исследования эксперименты

**Шполянский Ю. Б.** Применение ортогональной турбины в низконапорных и свободных потоках . . . . . 20

**Бухарцев В. Н., Ву Мань Хуан** Оценка устойчивости внецентренно нагруженных бетонных сооружений на нескальном основании . . . . . 28

**Лятхер В. М.** Ортогональные гидротурбины малой мощности. . . . . 33

### Дискуссии

**Гурьев А. П.** Анализ материалов Акта технического расследования причин аварии на Саяно-Шушенской ГЭС. . . . . 40

**Лобановский Ю. И.** О расчетах гидроакустической устойчивости Яли, Тери и Ирганайской гидроэлектростанций. . . . . 48

### Хроника

**Воскресенский С. М., Юркевич Б. Н.** Обеспечение надежности и безопасности гидроэлектростанций после аварии на Саяно-Шушенской ГЭС 17 августа 2009 года (Сообщение на Пятой научно-технической конференции “Гидроэнергетика. Новые разработки и технологии”) . . . . . 49

Поздравление Юркевичу Б. Н. . . . . 53

### За рубежом

**Паремуд С. П., Вольничиков А. Н.** Прогрессивные решения технического проекта гидроузла Шон-Ла на р. Да во Вьетнаме . . . . . 54

## Формирование напряженно-деформированного состояния плотины Саяно-Шушенской ГЭС при наполнении водохранилища в 2010 г.

Пермякова Л. С., кандидат техн. наук (Филиал ОАО “РусГидро” — “Саяно-Шушенская ГЭС имени П. С. Непорожного”),  
Епифанов А. П., доктор техн. наук (КРИЖТ, филиал ИрГУПС)

Приведены результаты целенаправленного воздействия на температурное поле переохлажденной в зимний сезон 2009/10 г. плотины для улучшения ее напряженно-деформированного состояния путем регулирования режима наполнения водохранилища.

**Ключевые слова:** напряженно-деформированное состояние, температура, напряжения, перемещения, фильтрационный расход.

Саяно-Шушенский гидроузел расположен на р. Енисее. В его состав входят арочно-гравитационная плотина высотой 242 м, длиной по гребню (отм. 542 м) 1074 м, шириной по основанию 105 м и здание ГЭС приплотинного типа с десятью гидроагрегатами. В результате техногенной аварии, происшедшей 17 августа 2009 г., все гидроагрегаты вышли из строя. В поставарийный период температурный режим плотины существенно отличался от обычного, в особенности после суровой зимы 2009/10 г. [1, 2].

Эксплуатация системы “плотина — основание” в период наполнения водохранилища в 2010 г. осуществлялась в непроектном режиме, характеризующем непрерывной работой эксплуатационного водосброса (секции 38 – 48) и осушенным водопроводящим трактом семи из десяти гидротурбин, включающим напорные водоводы, вынесенные на низовую грань четных секций станционной плотины (секции 16 – 36).

К 1 мая 2010 г. водохранилище было опорожнено до минимальной отм. 499,99 м. На тот момент напряженно-деформированное состояние переохлажденной в зимний период 2009/10 г. плотины характеризовалось дополнительными перемещениями и наклонами плотины в нижний бьеф. На гребне плотины прогибы превышали значения 2009 г. до 9 мм, а углы поворота в пределах отремонтированной зоны напорной грани (отм. 344 – 359 м) — до 3,4 с (рис. 1). Напряженно-деформированное состояние переохлажденной плотины с пониженным конструкционным модулем налагало ряд требований по ведению режима наполнения водохранилища. Для ее прогревания рекомендовалось:

расходы притока до 2700 м<sup>3</sup>/с пропускать через сооружение с удерживанием УВБ на отм. 500 м;

пропуск расходов, превышающих 2700 м<sup>3</sup>/с, осуществлять с удерживанием УВБ на отм. 507,3 м до 1 июня;

отм. УВБ 533 м достигнуть не ранее 1 июля.

Максимальный уровень верхнего бьефа рекомендовалось устанавливать с учетом обеспечения нормальной работы четырех гидроагрегатов Саяно-Шушенской ГЭС (ГА-3 планировалось поставить под нагрузку в декабре 2010 г.) и трех гидроагрегатов Майнского гидроузла, а также с учетом водопотребления населенных пунктов, расположенных ниже по течению р. Енисея, и ограничить его отм. 537,5 м.

В 2010 г. режим наполнения водохранилища определялся особенностями гидрологического режима р. Енисея и регулированием холостых сбросов в нижний бьеф при условии ограничения расходов через эксплуатационный водосброс 5000 м<sup>3</sup>/с (табл. 1, рис. 2).

Среднемесячный приток в мае, составивший 2661 м<sup>3</sup>/с, был близок норме. В течение этого месяца около 94 % объема притока в водохранилище пропускалось через эксплуатационный водосброс и два гидроагрегата (ГА-5, ГА-6). Регулирование холостых сбросов в нижний бьеф позволило удерживать отметку УВБ, близкую УМО, в течение 28 суток. Наполнение водохранилища началось 27 мая с отм. 500,6 м.

Период половодья пришелся на июнь со среднемесячным притоком, превысившим норму на 73 %. В водохранилище аккумулировалось 43 % объема притока. Скорости наполнения были достаточно высокими и достигали 1,8 м/сут. В июле и августе приток воды снизился, но по-прежнему оставался выше нормы. Основной объем притока пропускался уже через три гидроагрегата (ГА-4 поставлен под нагрузку 30 июля) и эксплуатационный водосброс. В водохранилище аккумулировалось лишь

около 20 % объема притока, что обеспечило медленный рост напора на плотину. Отм. УВБ 534,94 м была достигнута 9 сентября. Уровни, близкие отм. 535 м, удерживались около полутора месяцев.

Наполнение водохранилища велось в условиях существенно более низких температур наружного воздуха относительно прошлых лет. Среднемесячная температура в мае, составившая 8,0 °С, была самой низкой за последние 20 лет, а среднемесячная температура июня соответствовала уровню минимальной температуры периода нормальной эксплуатации. В июле и августе среднемесячные температуры были до 3 °С ниже максимальных температур, наблюдаемых в эти месяцы с 1990 г.

В период длительного удерживания УВБ на отметках, близких УМО, удалось существенно улучшить температурное поле плотины, а вместе с ним и ее напряженно-деформированное состояние.

С поступлением теплого воздуха в помещения подхватов основных затворов, аэрационных труб и аэрационных галерей отмечен рост температуры бетона по поперечным сечениям верхней части (отм. 504; 534 м) четных станционных и водосбросных секций плотины. В центральной зоне водосбросной секции 45 на отм. 534 м, замороженной в зимний сезон 2009/10 г., установились положительные температуры (рис. 3).

Низовая грань глухих и нечетных секций станционной плотины прогрелась на глубину до 7 м с увеличением температуры бетона в периферийных зонах до 6 °С. Под водоводом осушенного гидроагрегата, расположенного в пределах секции 18 станционной плотины, температура бетона на глубине до 3 м возросла максимально на 1,5 °С. Неизмен-

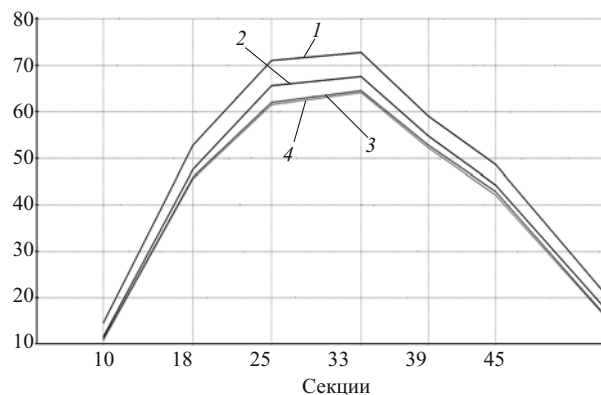


Рис. 1. Радиальные перемещения гребня плотины:

1 — при уровне верхнего бьефа 500 м, 2010 г.; 2 — при уровне верхнего бьефа 500,6 м, 2010 г.; 3 — при уровне верхнего бьефа 500 м, 2009 г.; 4 — при уровне верхнего бьефа 500,6 м, 2009 г.

ным оставалось лишь температурное поле лотков водосбросной плотины, омываемых водой с постоянной температурой.

Со стороны напорной грани повышение температуры бетона наблюдалось в зоне переменного уровня воды на глубине до 4 м на отм. 504 м и на глубине до 8 м — на отм. 534 м.

С ростом температуры бетона увеличилось обжатие профиля плотины со стороны ее наружных граней: сжимающие напряжения арочного и консольного направлений возросли до 0,8 МПа у напорной грани и до 1,0 МПа — у низовой. Сократились прогибы плотины в нижний бьеф, на гребне — до 6,0 мм, что составило около 10 % от их сезонных размахов (рис. 1). Наклоны горизонтальных сечений плотины в пределах растянутой зоны напорной грани (отм. 359 – 386 м) уменьшились макси-

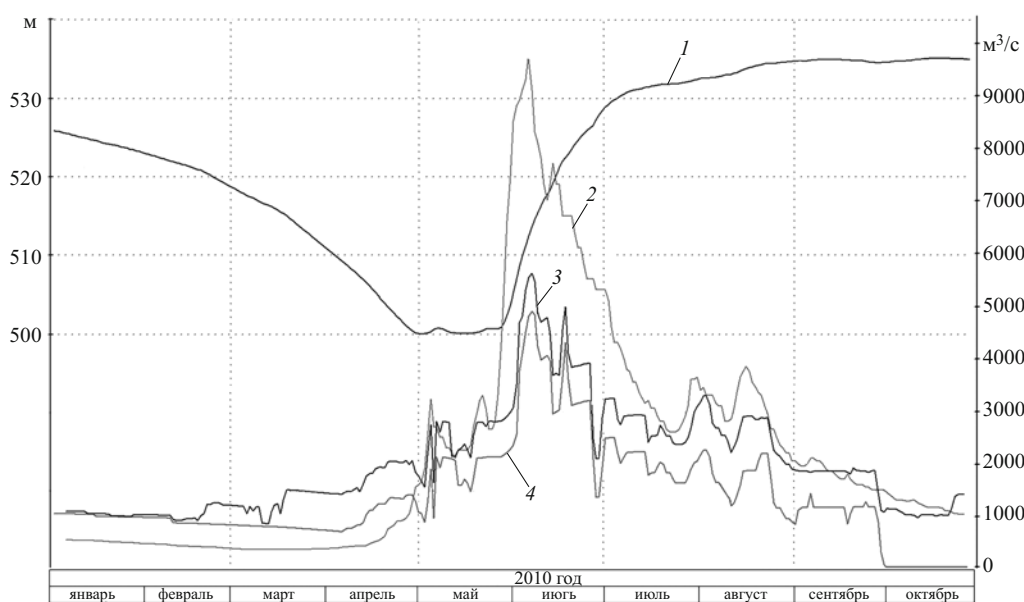
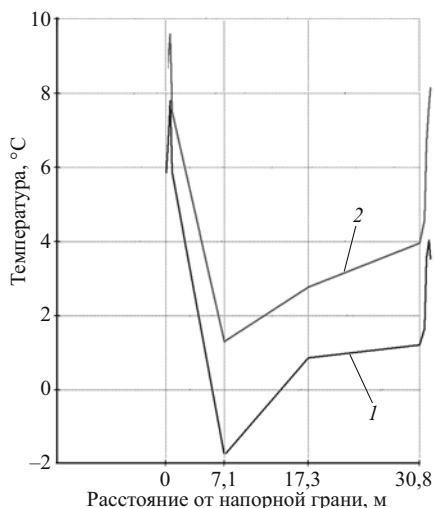


Рис. 2. Водный режим работы Саяно-Шушенской ГЭС в 2010 г.:

1 — уровень верхнего бьефа; 2 — приток воды в водохранилище; 3 — расход воды через ГЭС; 4 — расход холостых сбросов



**Рис. 3.** Температура бетона по сечению водосбросной секции 45 на отм. 534 м в 2010 г.: 1 — при уровне верхнего бьефа 500,0 м; 2 — при уровне верхнего бьефа 500,6 м

мально на 2,7 с, в пределах отремонтированной зоны (отм. 344 – 359 м) — на 1,7 с.

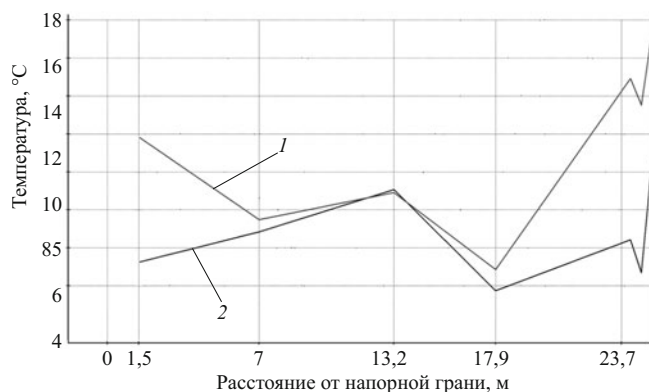
Однако перед началом интенсивного роста напора на плотину ее прогибы и углы поворота по-прежнему превышали значения четырех предыдущих лет. Наибольшая разница в перемещениях относительно 2009 г. отмечалась в более тонкой верхней части плотины и достигала на гребне 4,1 мм (секция 25). У напорной грани массивной части сооружения (ниже отм. 393 м) сжимающие напряжения, действующие по горизонтальным площадкам, соответствовали напряжениям вышеуказанного года. Фильтрационные расходы через залеченный и растянутый участки напорного фронта также оставались на уровне прошлых лет значений.

До отм. УВБ 530 м, достигнутой 4 июля практически в тот же срок, что и в 2009 г., водохранилище наполнялось в течение 38 суток со средней скоростью 73,5 см/сут, чуть меньшей скорости неблаго-

Т а б л и ц а 1

**Водный режим работы Саяно-Шушенской ГЭС в период наполнения водохранилища в 2010 г.**

Месяц	Приток в водохранилище, м <sup>3</sup> /с		Расход через гидроузел, % от объема притока	Максимальный средний суточный расход через водосброс, м <sup>3</sup> /с
	норма (при обеспеченности 50 %)	фактический		
Май	2800	2661	94	2330
Июнь	4180	7245	57	4960
Июль	2940	3495	79	2505
Август	2410	3082	84	2251



**Рис. 4.** Температура бетона по сечению стационарной секции 33 на отм. 535 м в 2010 г.: 1 — при уровне верхнего бьефа 530 м; 2 — при уровне верхнего бьефа 500,6 м

приятного по режиму 2006 г. В предыдущем году изменение УВБ в рассматриваемом диапазоне отметок происходило существенно медленнее — со средней скоростью 45,5 см/сут.

Конструктивные особенности секций плотины и ее работа в непроектном режиме определили неравномерный характер изменения температурного поля сооружения в этот период.

Повышение температуры по всему поперечному сечению отмечалось в верхних арочных поясах (отм. 504; 534 м) водосбросных и четных стационарных секций плотины, в центральную часть которых продолжал проникать теплый наружный воздух через конструктивные отверстия (пазы затворов, аэрационных галерей и т.д.).

Т а б л и ц а 2

**Приращения фильтрационных расходов через напорный фронт плотины на различных этапах роста УВБ в 2010 г.**

Зоны напорного фронта	Приращения фильтрационного расхода, л/с			
	УВБ, м			
	500,6 – 508,5	508,5 – 516,2	516,2 – 525,4	525,4 – 530,0
521 – 542 м	0,00	0,00	0,00	0,23
494 – 521 м	0,20	0,56	0,38	0,30
467 – 494 м	0,06	0,20	0,00	0,00
440 – 467 м	0,03	0,00	0,16	0,07
413 – 440 м	0,02	0,00	0,11	0,02
386 – 413 м	0,00	0,06	0,02	0,07
359 – 386 м	0,06	0,05	0,15	0,55
332 – 359 м	0,03	0,00	0,20	0,17
307 – 332 м	0,06	0,00	0,02	0,00
307 – 542 м	0,46	0,87	1,04	1,41

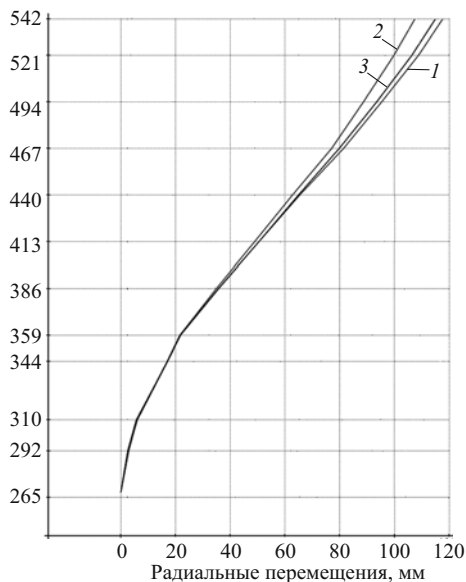


Рис. 5. Радиальные перемещения ключевой секции 33 при уровне верхнего бьефа 530,0 м: 1 – 2006 г.; 2 – 2009 г.; 3 – 2010 г.

Низовая грань глухих и нечетных станционных секций, находящаяся под влиянием температуры наружного воздуха, по всей высоте прогрелась на глубину до 11 м (рис. 4).

Под осушенными водоводами (ниже отм. 479 м) рост температуры наблюдался на глубине до 6 м, а под лотками водосбросной плотины, где температурный режим определяется температурой воды, изменения которой существенно менее интенсивны, чем изменения наружного воздуха, бетон прогрелся лишь на глубине до 2 м.

В зоне переменного уровня температура бетона возросла на глубине до 12 м на отм. 534 – 535 м, находящихся выше уровня воды, и на глубине до 5 м на отм. 504 м, находящейся под водой (рис. 4). Отмечалось повышение температуры бетона вдоль напорного фронта и ниже уровня мертвого объема, обусловленное перемешиванием воды при работе эксплуатационного водосброса и двух гидроагрегатов. Оно прослеживалось на глубине до 2 – 3 м в пределах отм. 432 – 465 м.

При отм. УВБ 530 м плотина продолжала оставаться в целом менее теплой чем в 2009 г. Наибольшая разница температур наблюдалась в верхних арочных

Т а б л и ц а 3

Приращения фильтрационного расхода через напорный фронт плотины при наполнении водохранилища с отм. 530 до 534,9 м

Зоны напорного фронта	Приращения фильтрационного расхода, л/с	
	2009 г. (8.07 – 26.07)	2010 г. (4.07 – 8.09)
542 – 467 м	1,2	0,35
467 – 307 м	2,38	1,02
Напорный фронт	3,58	1,37

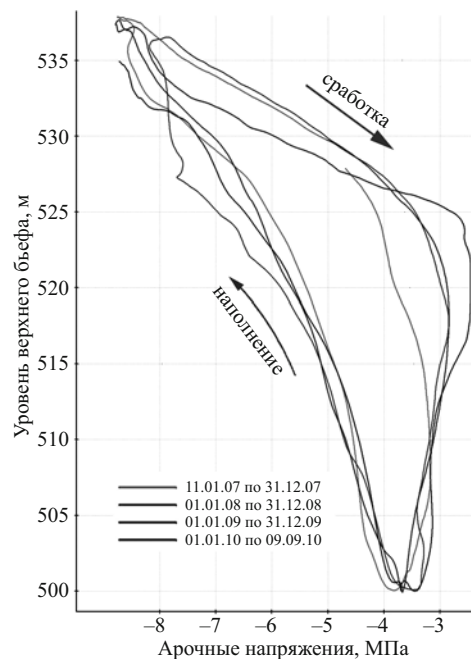


Рис. 6. Арочные напряжения в бетоне напорной грани секции 33 на отм. 534 м

поясах, в особенности на отм. 534 м секции 45 в зоне влияния аэрационной галереи. Температуры в бетоне водосбросной плотины ниже отметки порога водоприемника превышали прошлогодние.

Увеличение прогибов плотины при росте УВБ с 500,6 до 530 м было большим, чем в 2009 г., и составило на гребне плотины от 11,1 до 47,4 мм. Наибольшая разница в приращениях перемещений наблюдалась на гребне секции 45. В этой же секции отмечалась и наименьшая разница в приращениях углов поворота на отм. 359 м. При гидростатической нагрузке, соответствующей УВБ 530 м, радиальные перемещения гребня плотины до 7,6 мм превышали значения 2009 г., но были меньше, чем в 2006 г. (рис. 5).

Т а б л и ц а 4

Фильтрационные расходы в основании плотины при УВБ 534,9 м

Зоны основания	Фильтрационный расход, л/с		
	2007 г.	2009 г.	2010 г.
Станционная (секции 15 – 36)	31,5	37,3*	28,2
Водосбросная (секции 37 – 48)	11,4	7,6	5,3
Левый берег (секции 0 – 15)	21,7	10,8	12,1
Правый берег (секции 49 – 67)	6,5	8,4	6,7
Всего	71,1	64,1	52,3

\* Увеличение расхода связано со вскрытием двух скважин сопрягающей цементации в секции 29.

Наполнение водохранилища до отм. 530,00 м сопровождалось фильтрацией через напорную грань, в пределах которой выделялись две наиболее водопроницаемые зоны: участок напорного фронта, ограниченный отм. 494 и 521 м, где на начальном этапе наполнения фильтровали частично открытые межблочные и межсекционные швы, по мере закрытия которых фильтрационный расход постепенно снижался; и растянутый участок бетона в пределах отм. 359 и 386 м, где появление растягивающих напряжений, действующих по горизонтальным площадкам, при превышении отм. УВБ 525 – 527 м привело к раскрытию субгоризонтальных трещин и росту фильтрационного расхода (табл. 2).

За период роста УВБ с 500,6 до 530 м фильтрационный расход через напорный фронт увеличился на 3,8 л/с. Из них около 60 % пришлось на его наиболее водопроницаемые участки (отм. 494 – 521; 359 – 386 м) и лишь около 11 % — на отремонтированную зону бетона (отм. 332 – 359 м). При УВБ 530 м полный фильтрационный расход через напорный фронт составил 8,9 л/с и соответствовал расходу 2009 г.

С отм. 530 (4 июля) до 534,94 м (9 сентября) водохранилище наполнялось со средней скоростью 7,4 см/сут. Этот период характеризовался начавшимся понижением температуры открытой низовой грани, наиболее глубоким в зоне влияния аэрационных галерей водосбросной плотины, и продолжившимся нагревом бетона под осушенными водоводами и лотками эксплуатационного водосброса. Температура бетона напорной грани выше отм. 462 м была близка к своим максимальным значениям и до 5 °С превышала температуры 2009 г. Более высокий уровень сжимающих напряжений консольного и арочного направлений на этом участке обусловил снижение роста фильтрационных расходов через напорный фронт на 0,9 л/с относительно 2009 г. (рис. 6).

Благоприятное распределение напряжений между арками и консолями, достигнутое в результате длительного удерживания УВБ на отметке УМО и медленного увеличения напора на плотину выше УВБ 530 м, предотвратило перегрузку консолей. Следствием этого обстоятельства явилось уменьшение прироста фильтрационного расхода через напорную грань на 1,4 л/с и ниже отм. 462 м, где с увеличением гидростатической нагрузки происходило закономерное уменьшение сжатия по горизонтальным площадкам (табл. 3). Фильтрационный расход через напорный фронт, равный 10,3 л/с при УВБ 534,9 м, был наименьшим за последние пять лет.

При медленном росте УВБ в поведении плотины заметно проявлялось доминирующее влияние температурного фактора: с повышением температуры наружного воздуха перемещения сооружения в нижний бьеф уменьшались, с ее понижением — возрастали. Прогибы плотины выше отм. 467 м оставались больше значений прошлого года с наибольшей разницей в станционных секциях плотины, где она достигала 4,7 мм. При УВБ 534,9 м радиальное перемещение гребня ключевой секции 33 в нижний бьеф составило 123 мм.

Наполнение водохранилища до отм. УВБ 534,9 м, как и прежде, сопровождалось разуплотнением основания русловой плотины на удалении до 70 м от напорной грани и увеличением сжатия под ее низовым клином. При гидростатической нагрузке, соответствующей вышеуказанной отметке УВБ, фильтрационный расход через русловую часть основания не превысил 33,5 л/с. Существенное уменьшение расходов относительно предыдущих лет обусловлено ликвидацией двух высокодебитных скважин сопрягающей цементации в основании станционной секции 29 во второй декаде мая 2010 г. и влиянием работы дренажа водобойного колодца (табл. 4). В зону его влияния попадали не только секции водосбросной плотины, но и секции 23 – 36 станционной плотины. Противодействие оставалось ниже нормативных значений.

В процессе наполнения водохранилища происходило разуплотнение, наблюдаемое и ранее, нижней части береговых примыканий, которое сопровождалось увеличением фильтрационных расходов. Зона разуплотнения 10-метрового контактного слоя основания в направлении, перпендикулярном контакту скала — бетон, ограничивалась по левому берегу отм. 393 м и по правому берегу — отм. 404 м. Фильтрационные расходы в левобережном и правобережном примыканиях при УВБ 534,9 м составили соответственно 12,1 и 6,7 л/с. Расход по левому берегу несколько возрос относительно прошлого года главным образом за счет усиления фильтрации в нижней части примыкания (отм. 307 – 344 м), где в 2009 г. при низких уровнях верхнего бьефа была выполнена только первая очередь ремонтных работ по восстановлению противофильтрационных свойств цементационной завесы (табл. 4).

Общий фильтрационный расход через основание русловой плотины и берега не превысил 52,3 л/с и был на 11,8 л/с меньше, чем в 2009 г.

## Выводы

1. Регулирование режима наполнения водохранилища до отм. 534,9 м, характеризуемое длительным удерживанием уровней на отметках, близких УМО, и ограничением скорости их роста выше отм. 530 м, позволило не допустить увеличения раскрытия сомкнутых субгоризонтальных трещин и фильтрационного расхода через отремонтированную и растянутую зоны напорной грани относительно прошлых лет.

2. На период проведения восстановительных работ на гидроузле объем Саяно-Шушенского водохранилища рекомендуется назначать, исходя из условий обеспечения необходимых попусков в нижний бьеф и работы эксплуатируемых гидроагрегатов.

## Список литературы

1. Храпов А. А. Состояние гидротехнических сооружений Саяно-Шушенской ГЭС в период зимней эксплуатации 2009 / 10 г. // Гидротехническое строительство. 2010. № 7. С. 14 – 21.
2. Газиев Э. Г. Анализ современного напряженно-деформированного состояния арочно-гравитационной плотины Саяно-Шушенской ГЭС // Гидротехническое строительство. 2010. № 9. С. 48 – 57.

# Анализ работы подпятников гидроагрегатов с ЭМП-сегментами

Александров А. Е., инженер, лауреат Государственной премии СССР

Подробно анализируются причины повреждений подпятников с ЭМП-сегментами. Приводятся характерные примеры повреждений этих подпятников. Даны рекомендации по эксплуатации подпятников с ЭМП-сегментами, чтобы не допустить серьезных затруднений в их работе.

**Ключевые слова:** гидроагрегаты, подпятники с ЭМП-сегментами, причины повреждений, правила эксплуатации.

В 80-х гг. XX в. в нашей стране было начато серийное производство эластичных металлопластмассовых (ЭМП) сегментов для подпятников гидроагрегатов. В течение первых 10 лет их производства подпятники почти всех агрегатов крупных ГЭС бывшего Советского Союза были оснащены ЭМП-сегментами взамен сегментов с баббитовым покрытием поверхностей трения. Началось постепенное распространение ЭМП-сегментов во всем мире. Это позволило резко повысить надёжность подпятников и практически исключить их аварийные повреждения.

Опыт эксплуатации подпятников с ЭМП-сегментами на ГЭС нашей страны и за рубежом подтвердил высокие эксплуатационные качества ЭМП-сегментов. Однако повышение надёжности подпятников привело к постепенному снижению внимания к контролю за их работой и к снижению уровня эксплуатации. В результате через 10 – 15 лет после внедрения ЭМП-сегментов стало увеличиваться число повреждений подпятников.

30-летний опыт применения ЭМП-сегментов позволил выявить их положительные свойства и те их особенности, которые были неизвестны вначале и которые необходимо учитывать при конструировании и эксплуатации подпятников, чтобы не допускать серьезных затруднений в их работе.

К настоящему времени известно о нескольких десятках повреждений подпятников с ЭМП-сегментами. Большая часть из них связана с повреждением рабочей поверхности сегментов. Примерно четверть повреждений обнаружена при плановых ремонтах или ревизиях подпятников. В остальных случаях повреждения привели к вынужденным остановам агрегатов. При этом лишь в незначительной части случаев остановы произведены автоматически защитой. В остальных случаях остановы производились вручную персоналом. Это свидетельствует о несовершенстве защитных систем, учитывая, что повреждения в большинстве случаев были весьма значительные и потребовали больших восстановительных работ.

Причинами повреждений явились недостатки эксплуатации, дефекты изготовления, естественный износ. В ряде случаев причины повреждений установить не удалось.

Независимо от причины, давшей первоначальный импульс возникновению повреждения, окончательный объём повреждения, доходивший во многих случаях до аварийного, определялся в основном недостатками контроля за работой подпятника и невыполнением персоналом требований нормативных документов и установленных правил эксплуатации подпятников. К таким недостаткам относятся:

отсутствие датчиков термоконтроля в части сегментов (иногда датчики устанавливались через один сегмент, а в двухрядных подпятниках ещё реже);

защемление сегментов в упорах и затруднение их самоустанавливаемости;

повторные пуски агрегатов после аварийных остановов без осмотра подпятника;

неправильное назначение уставок на сигнал и останов и др.

В отдельных случаях причинами повреждений явились явные ошибочные действия эксплуатационного персонала, такие, например, как слив масла из маслованны подпятника на работающем агрегате, что приводило к тяжелым повреждениям сегментов и диска подпятника.

Дефекты изготовления. К заводским дефектам относятся: некачественная припайка эластичного металлопластмассового вкладыша к стальному основанию; применение некачественного фторопласта, что приводит к появлению трещин на фторопласте, выпаданию кусков фторопласта, выкрашиванию фторопласта. Обычно это местные повреждения на одном или нескольких сегментах. Обнаруживают их, как правило, при плановых осмотрах подпятника. Такие повреждения известны на Чебоксарской, Борисоглебской, Нурекской и других ГЭС.

К дефектам изготовления можно отнести и отступление от принятых технических условий при изготовлении ЭМП-сегментов на заводе. Так, в соответствии с ТУ толщина фторопластового слоя над поверхностью бронзовой проволоки должна составлять 1,5 – 2,5 мм. Однако в ряде случаев сегменты изготавливаются с толщиной фторопластового слоя 4 – 4,5 мм, видимо, из соображений запаса. Это может способствовать повреждениям сег-

ментов, особенно в подпятниках с высокой удельной нагрузкой на сегменты (60 кг/см<sup>2</sup> и выше).

Был случай повреждения рабочей поверхности ЭМП-сегментов подпятника агрегата Плявиньской ГЭС в 2002 г. из-за некачественного изготовления сегментов РНП “Самараэнергоремонт”. Проверка на прессе деформации сжатия ЭМП покрытия повреждённых сегментов давлением 14 МПа показала, что оно в разных местах рабочей поверхности равно 160 – 240 мкм при норме по техническим условиям 100 – 150 мкм. Повышенная податливость покрытия сегментов привела к их ускоренному износу (удельная нагрузка на сегменты в этом подпятнике достаточно высокая — 6,5 МПа). Кроме того, на сегментах была обнаружена большая зона неприкая ЭМП покрытия к стальному основанию в центральной части сегментов.

Следует отметить, что конструктивно во многих подпятниках неудачно выполнены упоры, ограничивающие перемещения сегмента, особенно внутренние упоры. Они имеют прямоугольную форму, что при контакте с внутренней цилиндрической поверхностью сегментов вызывает значительные силы трения и затрудняет самоустанавливаемость сегментов. На некоторых ГЭС это несовершенство упоров было замечено, и они были изменены. Так, на Жигулёвской ГЭС уже в 60-е гг. внутренние упоры были усовершенствованы. Для облегчения качания сегментов и усиления упоров они были сделаны больше по размеру, выполнены по цилиндрической поверхности, а в центральной части упора сделана сферическая вставка, выступающая в сторону сегмента [1].

**Недостатки эксплуатации.** *Понижение уровня масла в ванне подпятника ниже поверхности трения.* К грубым ошибкам эксплуатационного персонала, приводящим к серьёзным повреждениям подпятника, относится понижение уровня масла ниже поверхности трения при работе агрегата. Таких повреждений за всё время эксплуатации подпятников с ЭМП-сегментами было зарегистрировано 4: на Нурекской, Ингури, Серебрянской и Нижне-териберской ГЭС. Повреждения в таких случаях развиваются очень быстро и приводят к чрезвычайно серьёзным повреждениям подпятника: полный снос фторопластового покрытия, оплавление бронзовой проволоки, повреждение зеркальной поверхности диска и его деформация.

Учитывая стремительное развитие повреждения при опускании уровня масла ниже поверхности трения, инерционность средств существующего температурного контроля и большие размеры повреждения, целесообразно помимо сигнала о понижении уровня масла в ванне подпятника иметь вторую уставку снижения уровня, действующую на останов агрегата. Значения уставок уровней на сиг-

нал и останов должны тщательно определяться с учётом возможного понижения уровня масла у диска при повышенных оборотах во время разгона агрегата, возможного при наладочных работах или при аварийных сбросах нагрузки.

*Защемление сегментов в упорах и затруднение их самоустанавливаемости.* Ряд наблюдавшихся повреждений ЭМП-сегментов был вызван защемлением сегментов в упорах из-за их неправильной установки во время ремонта, из-за смещения сегментов при подъёме ротора на тормозах или во время подъёма ротора при сбросах нагрузки. В этих случаях повреждается рабочая поверхность одного или нескольких сегментов, которые были защемлены.

Характерным примером такого повреждения является повреждение одного из сегментов в подпятнике агрегата Братской ГЭС, который был защемлен в упорах при монтаже ЭМП-сегментов. Сегмент потерял возможность самоустанавливаться. Вследствие отсутствия масляного клина началось усиленное истирание фторопласта в условиях недостаточной смазки, сопровождавшееся интенсивным тепловыделением. Повышение температуры этого сегмента было отмечено по показаниям стационарного термоконтроля. Через 30 мин работы агрегата, когда температура этого сегмента стала на 20° С выше температуры остальных сегментов, агрегат был остановлен и осмотрен подпятник. Обнаружено истирание фторопласта на этом сегменте до выхода бронзы на поверхность. Остальные сегменты целы. После выяснения причины повреждения и замены этого сегмента агрегат был введен в работу, которая проходила нормально [2].

В упомянутом случае велось постоянное наблюдение за нагревом подпятника, поскольку это был первый пуск после монтажа ЭМП-сегментов, поэтому повышение температуры было вовремя замечено, агрегат остановлен и размер повреждений оказался сравнительно небольшим (ограничен одним сегментом). В других аналогичных случаях при потере самоустанавливаемости сегментов повреждения отмечались не сразу, особенно если они начинались у внутреннего диаметра сегмента на значительном расстоянии от места установки датчика термоконтроля или если в повреждённом сегменте не было термоконтроля. Размер повреждений при этом значительно больше и повреждёнными оказываются все сегменты подпятника. В этом случае повреждение развивается следующим образом. Происходит защемление сегмента, и из-за плохой самоустанавливаемости начинается истирание фторопластовой поверхности этого сегмента, обычно у его внутреннего или наружного края. Истирание происходит с разной скоростью в различных случаях (в зависимости от степени защемления сегмента) и постепенно приводит к выходу



бронзы на поверхность трения. Если при этом повышения температуры по стационарному термоконтролю не отмечено и никаких мер не принято, то начинается постепенное повреждение бронзой зеркальной поверхности диска. Затем уже испорченной зеркальной поверхностью диска повреждается фторопластовая поверхность остальных сегментов. Как правило, при этом отмечается повышение температуры сегментов и агрегат останавливается персоналом или защитой. В таких случаях обязательно следует осмотреть сегменты. Нельзя пускать агрегат без осмотра сегментов, так как это приведёт к значительному увеличению размера повреждений. Типовая картина повреждения подпятника в этом случае следующая: значительно повреждены (до выхода бронзы на поверхность) один или несколько сегментов; остальные сегменты имеют частичный износ фторопласта в той же зоне, что и сильно повреждённые сегменты; над повреждённой зоной сегментов ухудшено состояние зеркальной поверхности диска.

Частичное повреждение фторопластовой поверхности сегмента может быть и не замечено при работе агрегата по показаниям термоконтроля, а обнаружено только при плановой ревизии или ремонте. Чаще всего такие повреждения бывают у внутреннего края сегмента и датчики температуры, расположенные ближе к наружному краю сегмента, на них не реагируют. Так, например, во время планового ремонта агрегата Ондской ГЭС в 2001 г. был обнаружен повреждённый сегмент подпятника. Поверхность фторопласта шириной около 150 мм у внутреннего края одного сегмента была стёрта до бронзы. При тщательном осмотре сегмента на нижней поверхности стального основания у одного из углов внутреннего края была обнаружена полоса натира металла до блеска и наклёпа. Это свидетельствовало о заедании сегмента, его защемлении, что не давало ему свободно поворачиваться и мешало образованию масляного клина. Повреждение не дошло до аварийных размеров и не привело к повреждению зеркала и других сегментов подпятника. Однако при более длительной работе с повреждённым сегментом это могло произойти.

Подобное повреждение было обнаружено при плановой ревизии в двухрядном подпятнике Новосибирской ГЭС через 10 месяцев после замены баббитовых сегментов на ЭМП-сегменты. Поврежденным оказался один из наружных сегментов. Фторопласт на нём был стёрт до просвечивания бронзы у внешней стороны сегмента примерно на 2/3 ширины сегмента. На этом сегменте не было термоконтроля.

В отдельных случаях агрегат может длительно работать с повреждёнными сегментами, что объясняется медленным развитием повреждения и несо-

вершенством или отсутствием термоконтроля. На Иркутской ГЭС в двухрядном подпятнике были повреждены 6 из 24 сегментов внутреннего ряда. Повреждение было обнаружено через 4 месяца после проведения капитального ремонта. По суточным записям обнаружили повышение температуры сегментов на 5 – 6 °С. Все 4 месяца после ремонта агрегат работал без остановок. В конце ремонта при испытаниях системы регулирования агрегат дважды приводился к угонным оборотам (167 % от номинальных). При повышенных оборотах у агрегата с поворотно-лопастной гидротурбиной появляется гидравлическое усилие, действующее вверх, и происходит подъём ротора. При этом было возможно смещение части внутренних сегментов, а при опускании ротора они оказались не на своём месте и потеряли свободу качания и нормального образования масляного клина. Это и могло послужить причиной повреждения. При осмотре было обнаружено, что на 6 сегментах у внутреннего края стёрт фторопласт до бронзы полосой примерно 100 мм. На остальных сегментах внутреннего ряда обнаружены натир и глубокие риски полосой такой же ширины. Зеркальная поверхность диска повреждена над зоной повреждения сегментов. На нём образовался твёрдый налёт. В данном случае повреждение развивалось медленно, видимо, потому, что агрегат всё время находился в работе (не было остановов и пусков), и не было своевременно замечено из-за несовершенства термоконтроля (датчики термоконтроля расположены у наружной части сегментов, а повреждение развивалось у внутреннего края сегментов). Агрегат достаточно долго работал с повреждёнными сегментами, чем и объясняется большой объём повреждений подпятника, приведший к большим восстановительным работам и замене всех 24 внутренних сегментов.

Отмечались случаи повреждения ЭМП-сегментов подпятников в процессе монтажных и пусконаладочных работ, когда производились сбросы нагрузки и многочисленные подъёмы и опускания ротора на тормозах. В этих случаях необходимо постоянно следить за температурой ЭМП-сегментов и при повышении уровня температуры обязательно осматривать сегменты.

Развитию повреждения способствует несовершенство температурного контроля, а иногда его отсутствие в части сегментов. При наличии чувствительного и эффективного термоконтроля, способного отмечать повышение температуры в начальной стадии повреждения, размер повреждения подпятника можно было бы уменьшить до одного или нескольких сегментов, а не всех. В некоторых случаях увеличению размеров повреждения способствуют неправильные действия персонала, в частности повторные пуски агрегата после его выну-

жденного останова из-за повышения температуры без осмотра подпятника.

Износ рабочей поверхности ЭМП-сегментов и искажение первоначального профиля рабочей поверхности. Опыт показывает, что после определённого периода эксплуатации происходит неравномерный износ рабочей поверхности сегментов. Скосы со сбегавшей стороны сегментов, как правило, полностью стираются. Профиль рабочей поверхности ЭМП-сегментов, который создаётся при изготовлении и считается необходимым для нормальной работы подпятника, оказывается искажённым. Неизвестно, как это сказывается на несущей способности сегментов, на работоспособности подпятника. В ряде случаев, когда причина повреждений ЭМП-сегментов была неясна, именно искажение профиля рабочей поверхности сегментов могло быть причиной повреждения или, по крайней мере, способствовало ему.

Нет никаких указаний со стороны заводов изготовителей ЭМП-сегментов, следует ли восстанавливать стёртые скосы и возвращать исходный профиль рабочей поверхности. Представляется необходимым провести стендовые испытания подпятника с ЭМП-сегментами и исследовать вопрос работоспособности подпятника при истирании части поверхности. В реальных условиях действующей ГЭС решить этот вопрос практически невозможно. Решить эти проблемы возможно, используя модельную установку подпятника на нагрузку не менее 200 тс. К сожалению, наши заводы не имеют такой модельной установки. Зарубежные фирмы имеют такие установки для исследования подпятников. Так, на английской фирме “Мичел” проведены исследования подпятников с ЭМП-сегментами на лабораторной установке с нагрузкой порядка 200 тс [3]. В Китае на Харбинском энергомашиностроительном предприятии имеется стенд для испытаний подпятников на нагрузку 3000 тс. На нём проведены испытания подпятника для агрегатов ГЭС “Три ущелья” совместно китайской фирмой “Harbin Electric Machinery” и швейцарской “ABB Alstom Power”.

Повреждения опорных элементов подпятников с ЭМП-сегментами. Эластичное металлофторопластовое покрытие сегментов является одним из самых надёжных элементов подпятника и способно выдерживать очень большие общие нагрузки и высокие пульсации нагрузок на сегменты в отличие от применявшегося ранее баббитового покрытия. При появлении большой перегрузки отдельных сегментов или резком увеличении биения зеркальной поверхности диска в подпятнике с баббитовыми сегментами повреждалась прежде всего рабочая поверхность сегментов (подплавление баббита или появление натиров на нем), что сопровождалось за-

метным повышением температуры. Этим предотвращалось разрушение нижерасположенных элементов подпятника (опорных тарелок, опорных болтов и др.).

В подпятниках с ЭМП-сегментами эластичное металлофторопластовое покрытие выдерживает чрезвычайно высокие нагрузки, как переменные так и постоянные, не повреждаясь. В результате оказываются перегруженными или подверженными высоким пульсациям опорные тарелки, опорные болты и другие элементы подпятника, что приводит к их повреждению.

Характерным примером такого повреждения является разрушение подпятника на жёстких винтовых опорах агрегата № 12 Усть-Илимской ГЭС в 1986 г. Из-за местных разрушений прокладки, наклеенной на тыльную сторону диска, резко увеличилось биение зеркальной поверхности диска. От повышенных пульсаций стали разрушаться опорные тарелки и втулки опорных болтов. Ротор упал на тормозные колодки. Сигнализация и защита от такого рода нарушений не предусмотрены. Агрегат был остановлен вручную после появления стуков, ударов и дыма в зоне генератора. Объём повреждений в подпятнике и на агрегате был очень велик и потребовал больших восстановительных работ. Анализ температурных записей показал, что за 5 дней до аварии температура подпятника была на обычном уровне: сегментов 33 – 38 °С, а масла 28 °С. За 3 дня до аварии температура трёх ЭМП-сегментов понизилась до температуры масла, что свидетельствовало о полной разгрузке этих сегментов, т.е. о разрушении опорных элементов этих сегментов. Это был единственный признак начавшегося повреждения, на который эксплуатационный персонал не обратил внимания.

Осмотр показал, что в подпятнике разрушились 16 втулок опорных болтов и 12 опорных тарелок из 16. Характер разрушения усталостный. Проверка волнистости зеркальной поверхности диска показала, что она составляет 0,9 мм при норме 0,08 мм. Характерным является то, что рабочая поверхность сегментов не повредилась. Лишь на двух сегментах было отмечено местное истирание фторопласта на 0,2 – 0,3 мм.

Рассмотренное повреждение подпятника показало не только чрезвычайно высокую жизнеспособность ЭМП-сегментов даже в условиях высоких перегрузок и при высоких пульсациях усилий, но и недостаточность контроля за работой подпятника. Чтобы избежать повреждений опорных элементов подпятника, приводящих к тяжёлым разрушениям в агрегате, было рекомендовано следить как за повышением температуры сегментов, так и за понижением температуры. Было рекомендовано также осуществлять контроль пульсаций в подпятнике

(по контролю биения зеркальной поверхности диска).

В последние годы было несколько случаев повреждений опорных тарелок подпятников. Так, на той же Усть-Илимской ГЭС в 1991 г. было обнаружено повреждение 4 опорных тарелок подпятника агрегата № 3. На агрегате № 1 Верхнесвирской ГЭС в 1973 г. произошло разрушение 15 опорных тарелок из 16. В обоих случаях причиной было высокое биение зеркальной поверхности диска.

На агрегате № 2 Саратовской ГЭС в 1998 г. было обнаружено разрушение 4 опорных тарелок из 12. На агрегате № 7 Чебоксарской ГЭС в 2006 г. было обнаружено разрушение более половины опорных тарелок подпятника. В этих случаях разрушения были связаны с высокими пульсационными условиями, в которых работают агрегаты этих ГЭС. Имелись разрушения части опорных тарелок подпятников и на агрегатах других ГЭС. Эти повреждения свидетельствуют о необходимости повысить эффективность средств контроля работы подпятников.

## **Выводы**

1. Анализ участвовавших последнее время повреждений подпятников показывает, что снизился уровень эксплуатации, а в отдельных случаях и качества изготовления подпятников с ЭМП-сегментами.

2. Большие размеры повреждений подпятников с ЭМП-сегментами в значительной степени объясняются несовершенством средств контроля подпятников: недостаточной чувствительностью термодатчиков, отсутствием контроля пульсации усилий. Создание эффективных средств контроля подпятников, в первую очередь температурного контроля, является в настоящее время важнейшей задачей в обеспечении надёжной работы подпятников с ЭМП-сегментами.

3. Препятствием совершенствованию конструкций и эксплуатации подпятников с ЭМП-сегментами является отсутствие в нашей стране станда (модельной установки) подпятника, на котором можно решить ряд принципиальных вопросов по долговечной и надёжной работе ЭМП-сегментов, таких, в частности, как влияние на несущую способность

и долговечность ЭМП-сегментов изменения первоначального профиля рабочей поверхности и необходимость её восстановления при истирании.

4. На действующих и пусковых ГЭС должны выполняться следующие правила эксплуатации подпятников с ЭМП-сегментами:

датчики термодатчиков должны быть установлены в каждом сегменте подпятника, независимо от типа подпятника и числа сегментов;

должны выполняться требования нормативных документов по контролю пульсаций в подпятнике и по повышению чувствительности термодатчиков;

при первых пусках после монтажа, ремонта или ревизии подпятника необходимо регистрировать температуру всех сегментов с интервалом не более 10 мин до полностью установившихся значений температуры. Для определения нормального установившегося значения температуры следует ориентироваться на температуру других работающих агрегатов данной ГЭС;

в процессе эксплуатации должны осуществляться периодические регистрации и анализ температуры всех сегментов и масла подпятника. При повышении температуры части или всех сегментов на 4 °С выше установившегося в данное время года значения необходимо выяснить причину повышения. При понижении температуры одного или части сегментов до уровня температуры масла плюс 2 °С необходимо выяснить причину понижения и в случае исправности термодатчиков осмотреть данные сегменты и опорные тарелки;

при останове агрегата персоналом или защитой от перегрева подпятника не следует пускать агрегат, не осмотрев подпятник и не выяснив причину повышения температуры;

не следует пускать агрегат после повреждения подпятника, не устранив полностью повреждения, например не исправив повреждение зеркальной поверхности диска, а лишь заменив повреждённые сегменты.

5. ЭМП-сегменты должны изготавливаться строго в соответствии с техническими условиями (по толщине фторопластового слоя, упругости эластичного покрытия и другим показателям). Вместе с ЭМП-сегментами должны поставляться подробные инструкции по монтажу и эксплуатации.

## Объемная математическая модель и результаты расчетных исследований напряженно-деформированного состояния основных сооружений Рогунской ГЭС

Орехов В. В., доктор техн. наук (ОАО “Институт Гидропроект”)

Излагаются методика и результаты расчетных исследований напряженно-деформированного состояния основных сооружений Рогунской ГЭС на объемной математической модели участка строительства, включающей инженерно-геологическую модель основания сооружений, модель каменно-земляной плотины и модель основных подземных выработок.

**Ключевые слова:** Рогунская ГЭС, объемная математическая модель, теория пластического течения, напряженно-деформированное состояние и устойчивость, поэтапность строительства, статические и сейсмические воздействия, растворение соляного пласта, каменно-земляная плотина, подземные выработки.

Участок строительства Рогунской ГЭС характеризуется сложными инженерно-геологическими условиями, одним из которых является наличие пласта каменной соли в верхнем бьефе, в 250 м от ядра каменно-земляной плотины и 350 м от подземных выработок машинного зала и трансформаторного помещения. Выполненное ранее математическое моделирование показало, что понижение границы новообразований соляного тела при его размыве за период в 100 лет эксплуатации ГЭС оценивается от 24 м в бортах до 68 м в русле р. Вахш [1]. Это обстоятельство заставляет рассматривать растворение соляного пласта как один из факторов влияющий на безопасность проектируемых сооружений. Для исследования этого фактора была разработана объемная математическая модель участка строительства Рогунской ГЭС, включающая объемную инженерно-геологическую модель основания сооружений ГЭС, объемную модель каменно-земляной плотины и объемную модель основных подземных выработок (рис. 1).

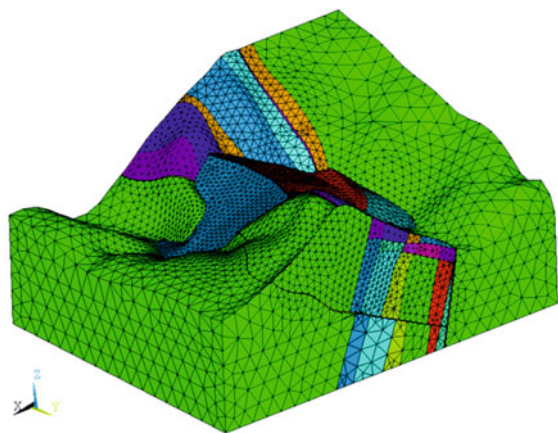


Рис. 1. Объемная расчетная модель системы “скальное основание, вмещающее основные подземные выработки, — каменно-земляная плотина”

Инженерно-геологическое строение участка скального массива принято на основании объемной инженерно-геологической модели, разработанной в программе “AutoCAD” отделом инженерных изысканий и проектирования оснований ОАО “Институт Гидропроект”. Инженерно-геологическая модель включает 28 инженерно-геологических элементов (на рис. 1 выделены цветом). Твердотельное моделирование основных сооружений выполнено А. А. Якушевым.

Основные подземные выработки Рогунской ГЭС — машинный зал и помещение трансформаторов — располагаются на глубине 350 м в скальном массиве, сложенном песчаниками и алевролитами. Размеры основных выработок составляют: машинный зал — длина 220 м, ширина 21 м, высота 70 м; трансформаторное помещение — длина 200 м, ширина 19 м, высота 27 м.

Тело каменно-земляной плотины (высота плотины 340 м, длина по гребню 740 м) представлено галечником, отсыпанным в упорные призмы с пригрузкой камнем и центральным ядром из суглинка.

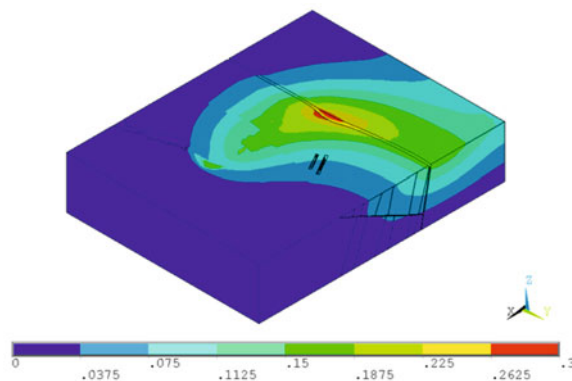
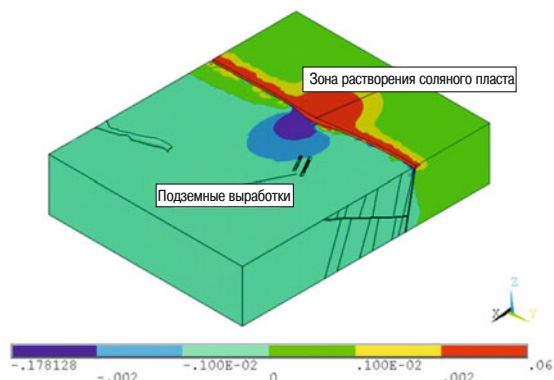


Рис. 2. Дополнительная векторная сумма перемещений  $dU$ , в скальном массиве после строительства плотины и заполнения водохранилища. Срез на отн. 980 м



**Рис. 3.** Дополнительные горизонтальные перемещения  $dU_x$ , м, в скальном массиве после растворения соляного пласта. Срез на отг. 980 м

В состав плотины входит плотина первой очереди высотой 130 м.

Расчетные исследования напряженно-деформированного состояния (НДС) системы “скальное основание, вмещающее основные подземные выработки, — каменно-земляная плотина” выполнялись методом конечных элементов по вычислительной программе “Земля” [2] в консервативной, линейной постановке с целью оценки наибольшего влияния растворения соляного пласта на сооружения ГЭС. При этом выполнялись следующие стадии численного моделирования НДС расчетной системы:

- формирование природного напряженного состояния под действием собственного веса и тектонических напряжений (горизонтальных — 18 МПа, вертикальных — 14 МПа) на глубине более 80 м от дна долины;

- устройство подземных выработок в скальном массиве;

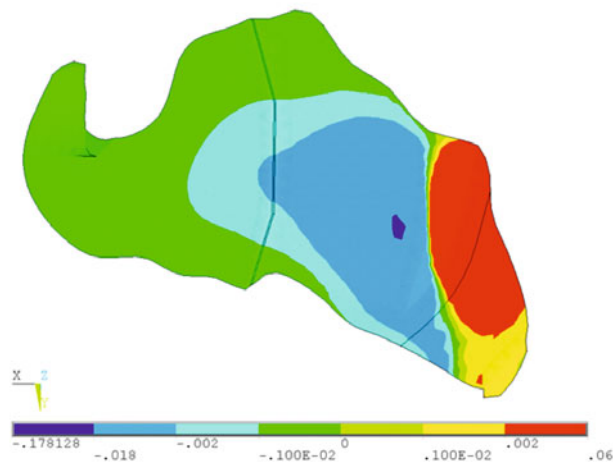
- возведение каменно-земляной плотины;

- заполнение водохранилища (в расчете моделировалось распределенной нагрузкой от веса воды, приложенной на верхнюю грань ядра и ложе водохранилища);

- растворение части соляного пласта.

Как показали результаты выполненных исследований, максимальное влияние на подземные выработки машинного зала и трансформаторного помещения окажут строительство каменно-земляной плотины и заполнение водохранилища. Так, после четвертого этапа расчета в скальном массиве вокруг подземных выработок максимальные значения приращения вектора перемещений составят  $dU$  — 0,1 м (рис. 2).

Влияние растворения части соляного пласта за 100 лет эксплуатации ГЭС существенно меньше влияния строительства плотины и заполнения водохранилища. В этом случае значения дополнительных горизонтальных перемещений  $dU_x$  скального массива вокруг подземных выработок составят



**Рис. 4.** Дополнительные горизонтальные перемещения  $dU_x$ , м, в каменно-земляной плотине после растворения соляного пласта (вид сверху)

0,001 м (рис. 3), дополнительных горизонтальных перемещений  $dU_y$  — 0,00025 м, а дополнительных вертикальных перемещений  $dU_z$  — 0,00035 м.

Полученные величины дополнительных смещений скального массива вокруг выработок слишком малы, чтобы оказать какое-либо влияние на изменение его напряженно-деформированного состояния и устойчивость.

Влияние растворения части соляного пласта на каменно-земляную плотину также несущественно. Несмотря на то что зона влияния растворения соли захватывает практически всю верхнюю упорную призму плотины, максимальные значения дополнительных горизонтальных перемещений  $dU_x$  на откосе не превосходят 0,02 м, на гребне — 0,003 м (рис. 4).

Таким образом, безопасность работы основных сооружений Рогунской ГЭС в первую очередь определяется НДС, сформированным в процессе их строительства.

При детальном исследовании НДС каменно-земляной плотины основание принималось несжимаемым в связи с тем, что скальные грунты основания по значениям деформационных характеристик на два порядка превосходят грунты тела плотины.

В расчетную модель плотины вошли конструктивные элементы, показанные на рис. 5. При этом статические исследования НДС при возведении плотины включали 17 расчетных этапов. Заполнение водохранилища проводилось в соответствии с графиком параллельно возведению плотины. Время строительства и заполнения водохранилища до НПУ = 1290 м — 15 лет, начиная с 2009 г. и заканчивая 2024 г.

Далее проводился расчет плотины на сейсмическое воздействие, характерное для района строи-

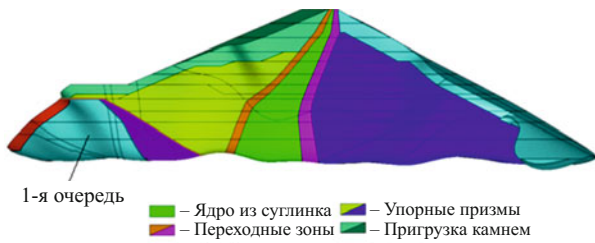


Рис. 5. Конструктивные элементы плотины (вид с правого борта)

тельства Рогунской ГЭС, задаваемое 9-балльной трехкомпонентной акселерограммой.

Для исследования НДС каменно-земляной плотины использовалась методика [3], основанная на численном решении системы дифференциальных уравнений динамической теории консолидации квазидвухфазных грунтовых сред:

$$\begin{cases} m_s \rho^s u_i'' + (1 - m_s) \rho^w w_i'' = -\delta_{i2} \rho g + \sigma_{ij,j}^{(ef)} + \delta_{ij} P_{,j}^{(w)}; \\ w_i' - u_i' = -\frac{k_{\phi i}}{(1 - m_s)} \left( \delta_{ij} \frac{P_{,j}^{(w)}}{\rho^w g} + \delta_{i3} + \frac{w_i''}{g} \right); \\ w_{i,i}' + \frac{m_s}{(1 - m_s)} u_{i,i}' = -\frac{P^{(w)}}{\alpha^w}, \end{cases} \quad (1)$$

где  $u_i, w_i$  — компоненты перемещений скелета грунта и жидкости;  $u_i', w_i'$  — компоненты скоростей скелета грунта и жидкости;  $u_i'', w_i''$  — компоненты ускорений скелета грунта и жидкости;  $\rho^s$  — плотность минеральных частиц скелета грунта;  $\rho^w$  — плотность поровой жидкости;  $\rho = m_s \rho^s + (1 - m_s) \rho^w$  — плотность квазидвухфазного грунта;  $m_s$  — объем минеральных частиц в единице объема грунта;  $\delta_{ij}$  — символ Кронекера;  $\sigma_{ij}^{(ef)}$  — компоненты тензора эффективных напряжений;  $P^{(w)}$  — поровое давление;  $K_f$  — коэффициент фильтрации;  $\alpha^w$  — модуль сжимаемости поровой жидкости;  $j$  — дифференцирование по координате  $j$ ;  $i, j = 1, 2, 3$ .

Разрешающая система уравнений, составленная для всей совокупности конечных элементов, аппроксимирующих расчетную область “основание — плотина”, с учетом уравнений состояния всех фаз грунта, начальных и граничных условий полностью характеризует работу квазидвухфазных грунтов при динамических и статических воздействиях. При этом одновременно учитываются фактор фильтрационного движения сжимаемой жидкости в порах грунта и деформационные свойства скелета грунта.

При расчете на сейсмическое воздействие статическое напряженно-деформированное состояние плотины рассматривается как начальное.

В настоящей работе для описания деформируемости грунтовых материалов использовалась математическая модель, сформированная в рамках теории пластического течения с упрочнением [3]. Данная модель грунта при статических воздействиях характеризуется сингулярной, кусочно-гладкой поверхностью нагружения, а параметрами упрочнения служат инварианты тензора пластических деформаций (объемная пластическая деформация  $\varepsilon_v^{(p)}$  и интенсивность пластических деформаций сдвига  $e_i^{(p)}$ ):

$$\begin{cases} f_1 = \sigma_i - \{ \sigma_i^0 + (\sigma_i^* - \sigma_i^0) \Phi(\varepsilon_i^{(p)}) \} = 0; \\ f_2 = \sigma_i - \{ \sigma^{(ef)} - P^*(\varepsilon_v^{(p)}, e_i^{(p)}) \} \text{tg} \Psi + \sigma_i^* \Phi(e_i^{(p)}) = 0; \\ f_3 = \sigma^{(ef)} - P^*(\varepsilon_v^{(p)}, e_i^{(p)}) = 0, \end{cases} \quad (2)$$

где  $\sigma^{(ef)}, \sigma_i$  — инварианты тензора эффективных напряжений;  $\sigma_i^* = c + \text{tg} \phi \sigma^{(ef)}$  — предельное значение  $\sigma_i$ ,  $\text{ctg} \phi$  — параметры прочности,  $\text{tg} \Psi = \text{tg} \Psi^0 + \text{tg} \Psi^0 \Psi(e_i^{(p)})$ ;  $\Phi, \Psi, P^*$  — функции упрочнения;  $\sigma_i^0 = c^0 + \text{tg} \phi^0 \sigma^{(ef)}$ ,  $\text{tg} \Psi^0$  — определяют положение начальной поверхности.

При этом функция упрочнения  $\Phi$  описывает диаграмму сдвига, а функция упрочнения  $P^*$  описывает диаграмму объемного сжатия в опытах по траекториям раздавливания при стабилометрических испытаниях грунта — так называемый “паспорт” прочности и деформируемости грунта (рис. 6).

Параметры модели имеют четкий физический смысл, определяются стандартными трехосными испытаниями [4] и отражают особенности дилатансионного поведения грунта, существенно влияющие на процессы пластического деформирования водонасыщенных грунтов.

Для оценки напряженного состояния в каждой точке грунтового массива (по степени приближенности к предельному состоянию) по результатам расчета определяются локальные коэффициенты запаса сдвига по зависимости

$$k_z = \sigma_i^* / \sigma_i. \quad (3)$$

Поскольку в расчетах используются нормативные значения расчетных характеристик, предельное значение локального коэффициента запаса соответствует 1. При этом локальное разрушение грунта в некоторой точке или внутренней области грунтового массива еще не означает, что откос находится в предельном состоянии. Только когда в

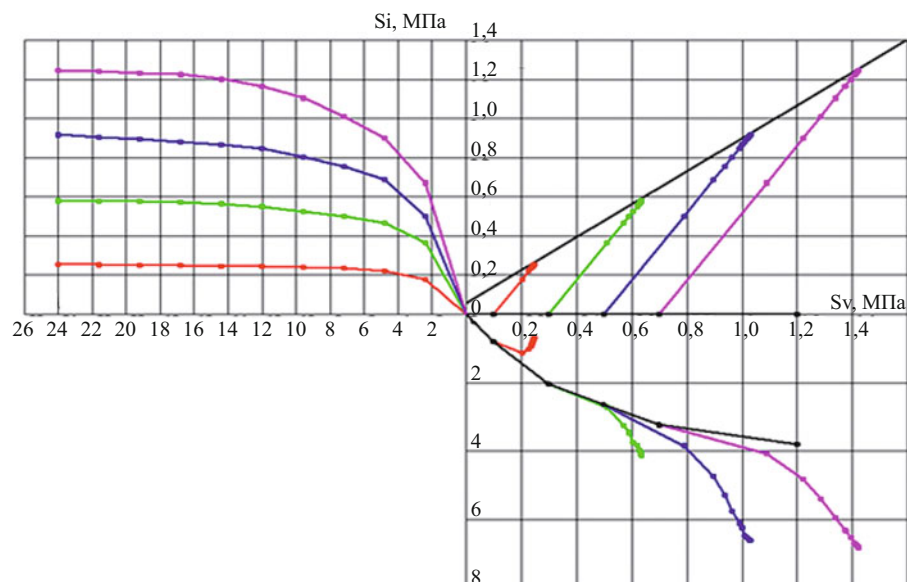


Рис. 6. Паспорт трехосных испытаний материала ядра, выполненных в НИС Гидропроекта

предельное состояние переходит область грунта, имеющая свободную поверхность, возможно обрушение откоса плотины. Признаком разрушения в этом случае является прогрессирующий характер накопления пластических деформаций в зонах предельного состояния грунта.

Как показали результаты выполненных расчетов, основное влияние на формирование существенно неоднородного в пространстве НДС каменно-земляной плотины оказывают неоднородность материалов плотины, узкий извилистый каньон и сложный рельеф основания плотины.

К моменту окончания строительства деформированное состояние плотины характеризуется горизонтальными перемещениями  $U_x$  (поперек оси плотины) большей части верховой упорной призмы, ядра и низовой упорной призмы в сторону нижнего бьефа (рис. 7, а). Максимального значения (порядка 1,3 м) горизонтальные перемещения достигают в средней части ядра плотины под действием давления воды верхнего бьефа. Вертикальные перемещения тела плотины  $U_z$  (строительные осадки) достигают максимального значения порядка 4,4 м в русловой части ядра плотины (рис. 7, б).

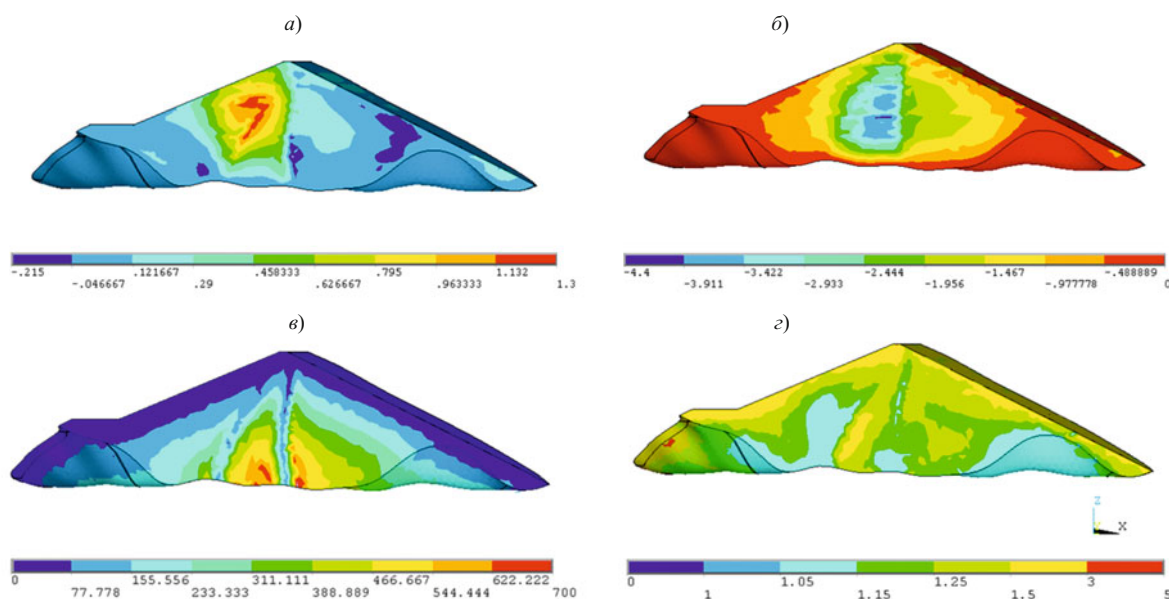
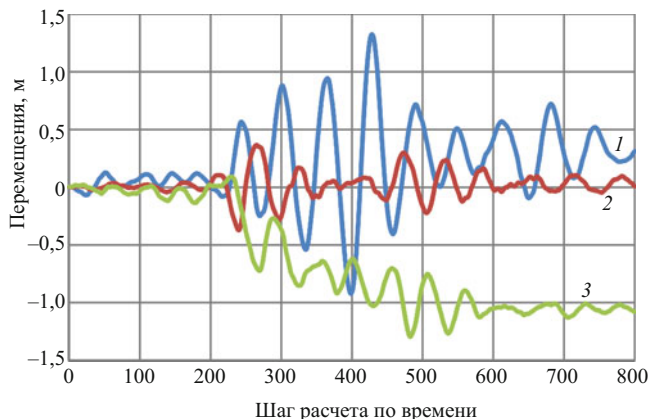


Рис. 7. Результаты статического расчета после окончания строительства и заполнения водохранилища (поперечное сечение плотины):

а — горизонтальные перемещения  $U_x$ , м; б — вертикальные перемещения  $U_z$ , м; в — вертикальные напряжения  $S_z$ , МПа · 10<sup>2</sup>; г — локальные коэффициенты запаса



**Рис. 8.** Перемещения гребня плотины  $U_i$ , м, в процессе сейсмического воздействия (шаг = 0,01 с):

1 — горизонтальные по оси  $X$ ; 2 — горизонтальные по оси  $Y$ ; 3 — вертикальные по оси  $Z$

Напряженное состояние плотины определяется ее деформациями и характеризуется небольшим завышением переходных зон на упорных призмах и ядре плотины. Максимального значения вертикальные напряжения  $S_z$  достигают в низовой упорной призме вблизи с переходными зонами (рис. 7, в).

В ядре процесс консолидации завершается к моменту окончания строительства плотины, все компоненты нормальных напряжений носят сжимающий характер.

Локальные коэффициенты запаса во всех точках плотины  $K_z > 1,0$  и, следовательно, статическая устойчивость плотины обеспечивается (рис. 7, з).

Результаты расчетов НДС каменно-земляной плотины на сейсмическое воздействие, заданное 9-балльной акселерограммой показали, что в процессе сейсмического воздействия максимальное горизонтальное смещение гребня плотины в нижний бьеф (по оси  $X$ ) составляет 1,4 м; максимальное вертикальное смещение составляет 1,3 м (рис. 8);

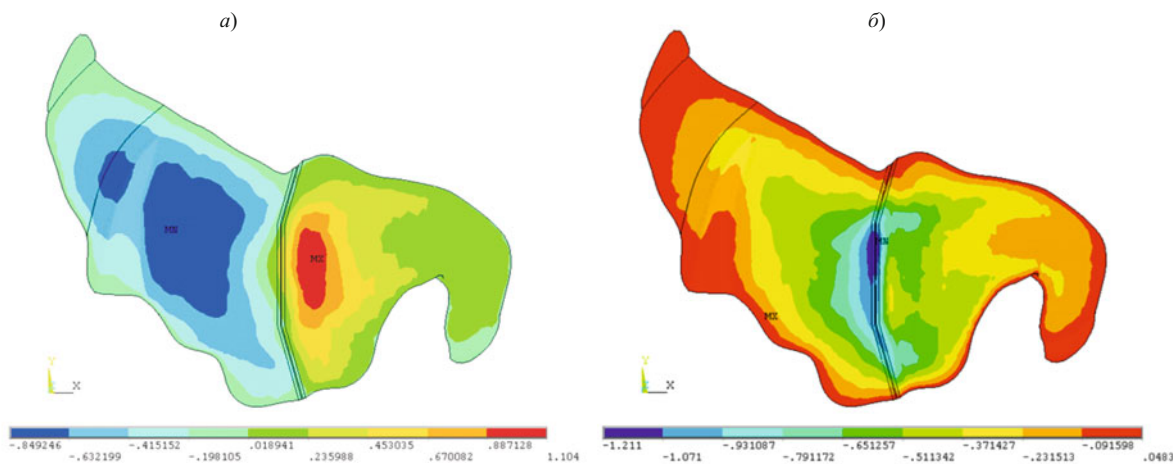
продольные колебания гребня плотины незначительны.

После окончания сейсмического воздействия максимальное остаточное горизонтальное смещение плотины вдоль оси  $X$  (порядка 1,04 м) прогнозируется расчетом в верхней части низовой упорной призмы, при этом верховая упорная смещается в верхний бьеф на 0,85 м в средней по высоте части плотины; максимальное остаточное вертикальное смещение (дополнительная осадка от сейсмического воздействия порядка 1,2 м) прогнозируется расчетом на гребне плотины (рис. 9).

В результате сейсмического воздействия происходит незначительное перераспределение напряжений в теле плотины (относительно статического состояния). Так же как и при статических воздействиях, расчетом не прогнозируется возникновение в теле плотины зон предельного состояния грунта, локальные коэффициенты запаса везде больше 1, значения интенсивности сдвиговых деформаций меньше предельных (рис. 10) и устойчивость плотины при интенсивности максимального расчетного землетрясения (МРЗ) = 9 баллам также обеспечивается.

Для детального исследования НДС и устойчивости скального массива, вмещающего подземные сооружения первой очереди Рогунской ГЭС, была разработана модель “врезка” размерами  $400 \times 300 \times 300$  м (рис. 11), вмещающая выработки: машинного зала, трансформаторного помещения, монтажной камеры, галерей токопроводов, отсасывающих труб, водоводов и др. (рис. 12). В математической модели были учтены существующие выработки и проектируемые выработки под агрегаты 5 и 6 для первой очереди строительства.

При расчетах учитывались неоднородность скального массива, его природное напряженное состояние, поэтапность раскрытия выработок, устройство железобетонных обделок, распорных ба-



**Рис. 9.** Дополнительные перемещения в плотине от сейсмического воздействия (вид сверху):

а — горизонтальные  $dU_x$ , м; б — вертикальные  $dU_z$ , м.



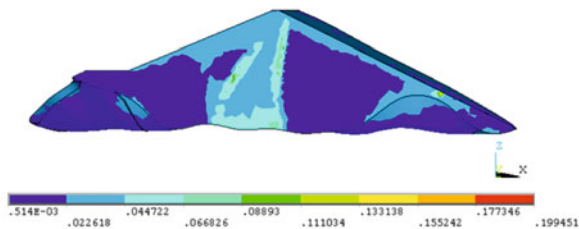


Рис. 10. Интенсивность деформаций сдвига в поперечном сечении плотины после сейсмического воздействия

лок в машинном зале, нелинейность деформирования скальных пород и снижение параметров прочности скальных пород в зонах развития пластических деформаций.

Для исследования НДС использовалась упрощенная упругопластическая модель поведения скального массива, изложенная в работе [5]. При этом паспорт деформирования скальной породы был дополнен учетом длительных значений прочностных характеристик (рис. 13).

Расчетные исследования скального массива, вмещающего основные подземные выработки первой очереди Рогунской ГЭС, предполагали 30 этапов численного моделирования его НДС (рис. 14). В укрупненном виде:

- формирование природного напряженного состояния под действием тектонических напряжений;
- разработка выработок в период первоначального строительства с 1986 по 1992 г.;
- изменение значений прочностных характеристик скальных пород (на длительные) в период остановки строительства;
- разработка выработок для первой очереди строительства;
- бетонирование агрегатов 5 и 6;
- изменение значений прочностных характеристик скальных пород (на длительные) перед окончательной достройкой станции.

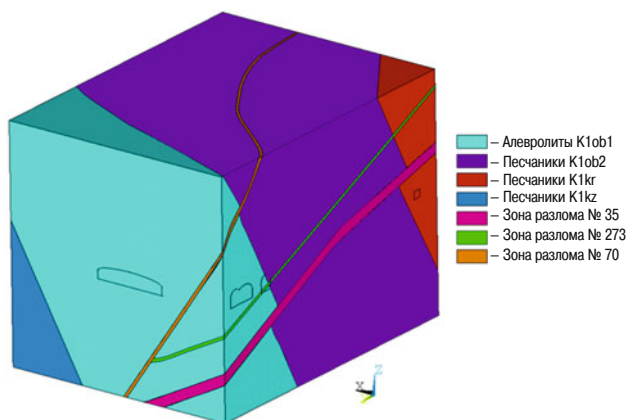


Рис. 11. Объемная геологическая модель участка скального массива

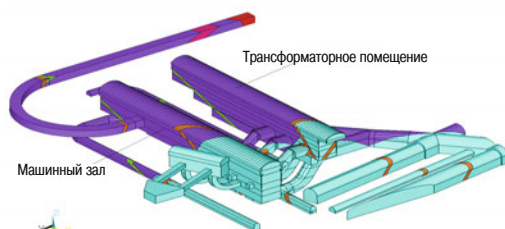


Рис. 12. Объемная модель подземных выработок (вид со стороны верхнего бьефа):

цветом выделены скальные породы, окружающие выработки

При создании объемной математической модели скального массива, вмещающего подземные выработки Рогунской ГЭС, для использования в прогнозных расчетах при достройке станции основное внимание в первую очередь было уделено ее верификации по имеющимся данным натурных наблюдений.

Разработка машинного зала была начата еще в 1986 г. и осуществлялась на всю его ширину ярусами глубиной 6 – 11 м. К началу 1990 г. был разработан IV ярус (седьмой этап расчета) камеры машинного зала на глубину 36 м (помещение трансформаторов к этому времени было разработано на глубину 16 м) после чего разработка подземных камер была приостановлена (рис. 14). Регулярные натурные наблюдения в машинном зале позволили установить что, конвергенция его стен в районе подкрановой балки после остановки строительства составила порядка 0,235 и 0,090 м, а к 2010 г. достигла 0,550 и 0,160 м в алевритах (ПК 20) и песчаниках (ПК 170) соответственно (рис. 15).

Для определения мгновенных и длительных параметров математической модели деформирования скальных пород (рис. 13), входящей в рассматриваемую объемную расчетную модель скального массива, использовались результаты работы [6], в которой на основе серии расчетов в объемной постановке были откалиброваны значения деформа-

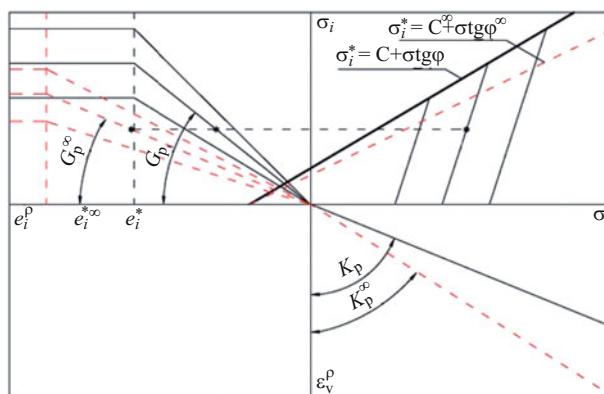


Рис. 13. Паспорт деформирования скальной породы:

--- мгновенный; — — — длительный

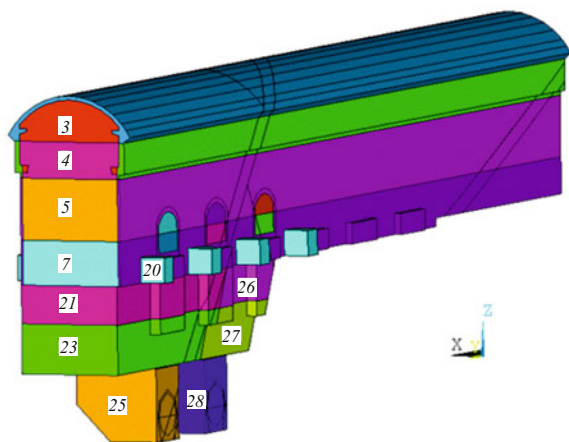


Рис. 14. Машинный зал. Этапы расчета

ционных и прочностных характеристик скальных пород по величинам конвергенции стен машинного зала на момент остановки строительства. При этом верификационные расчеты позволили получить достаточно хорошее (как качественное, так и количественное) совпадение результатов численного расчета и натурных измерений перемещений стен выработок машинного зала (рис. 15) как на момент остановки строительства, так и на настоящее время (2010 г.).

Как показали результаты прогнозных расчетов, к моменту окончания строительства агрегатов 5 и 6 дополнительная конвергенция стен машинного зала в районе подкрановой балки достигает максимального значения порядка 0,14 м в зоне алевролитов, где располагаются агрегаты. На перемещения стен машинного зала, расположенных в зоне песчаников, где строительные работы практически не проводились, достройка первой очереди станции не оказала существенного влияния (рис. 16).

Максимальные дополнительные горизонтальные перемещения  $U_x$  стены машинного зала, расположенной со стороны нижнего бьефа, составили 0,16 м, а стены машинного зала, расположенной со стороны верхнего бьефа, — 0,20 м. Причем максимальные значения дополнительных горизонтальных перемещений прогнозируются расчетом в районе агрегатов 5 и 6 ниже распорных балок (рис. 17, а).

Максимальные значения полных (с начала строительства) горизонтальных перемещений  $U_x$  стены машинного зала, расположенной со стороны нижнего бьефа, достигают 0,6 м в районе примыкания галерей токопроводов агрегатов 5 и 6.

Дополнительные горизонтальные перемещения  $U_x$  стен трансформаторного помещения имеют большие значения, чем у машинного зала, что обусловлено его полным раскрытием до проектной отметки как в алевролитах, так и в песчаниках. Максимальные значения дополнительных горизонталь-

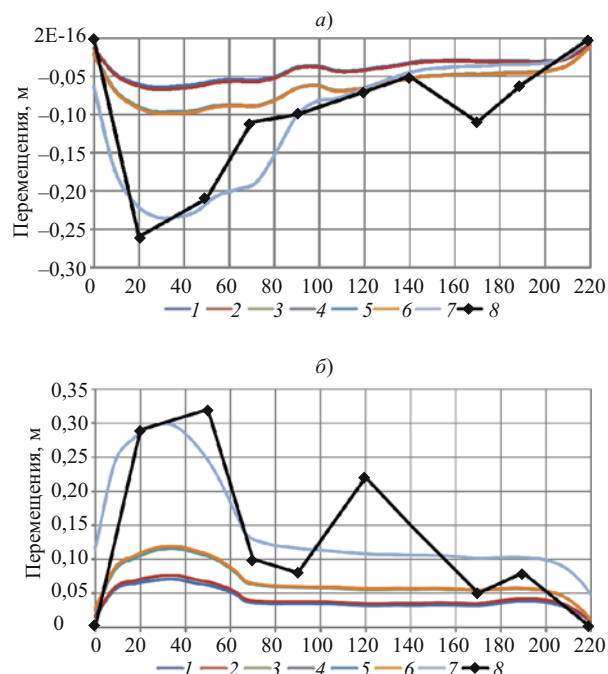


Рис. 15. Горизонтальные перемещения стен машинного зала в районе подкрановой балки:

а — стена с верхнего бьефа; б — стена с нижнего бьефа; 1 — разработка III яруса машинного зала; 2 — разработка туннеля П-1Б; 3 — разработка IV яруса машинного зала + разработка I яруса трансформаторного помещения; 4 — разработка II яруса трансформаторного помещения; 5 — разработка III яруса трансформаторного помещения; 6 — разработка временных турбинных водоводов; 7 — расчетный прогноз на 2010 г.; 8 — результаты натурных измерений смещений оси подкрановых путей на 2010 г.

ных перемещений стен трансформаторного помещения  $U_x$  достигают в алевролитах порядка 0,24 м как для верхней, так и для нижней стены.

Напряженное состояние скального массива после окончания строительства характеризуется пониженными значениями нормальных напряжений вокруг выработок. В этой зоне под действием сдвигающих напряжений развиваются пластические деформации. Однако значения интенсивности пластических деформаций сдвига в скальном массиве вокруг выработок не достигают (кроме отдельных небольших зон) длительных предельных значений (рис. 17, б).

На отсутствие предельных зон в скальном массиве указывают и значения локальных коэффициентов запаса, не превышающие предельное значение (рис. 17, в), что говорит об устойчивости скального массива, несмотря на формирование вокруг выработок ослабленной зоны.

## Выводы

1. Разработана объемная математическая модель участка строительства и основных сооружений Рогунской ГЭС на основе использования технологии твердотельного моделирования, метода ко-

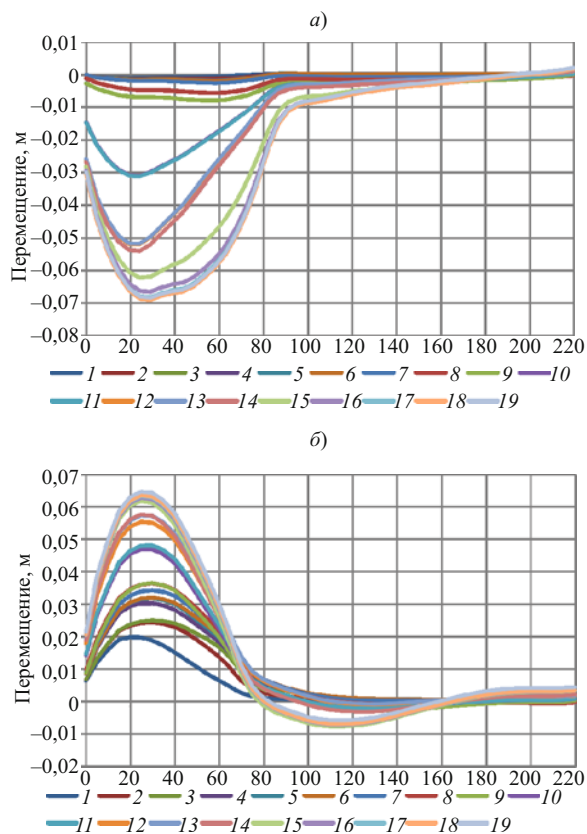


Рис. 16. Дополнительные горизонтальные перемещения стен машинного зала в районе подкрановой балки при достройке первой очереди станции:

*a* — стена с верхнего бьефа; *б* — стена с нижнего бьефа; 1 – 19 расчетные этапы достройки первой очереди станции

нечных элементов и современных положений механики грунтов.

2. Данная расчетная модель может быть использована в качестве прогнозной, постоянно действующей модели поведения основных сооружений ГЭС при достройке и последующей эксплуатации станции.

3. Результаты выполненных численных исследований позволили обосновать безопасность строящихся сооружений, однако для корректной оценки значений диагностических показателей необходима постоянная верификация расчетной модели по данным натурных наблюдений.

### Список литературы

1. Концепция достройки Рогунской ГЭС / ОАО “Институт Гидропроект”. М., 2009.
2. Орехов В. В. Комплекс вычислительных программ “Земля-89” // Межвузовский сборник “Исследования и разработки по компьютерному проектированию фундаментов и оснований”, Новочеркасск, 1990.
3. Зарецкий Ю. К., Ломбардо В. Н. Статика и динамика грунтовых плотин. — Энергоатомиздат, 1983.

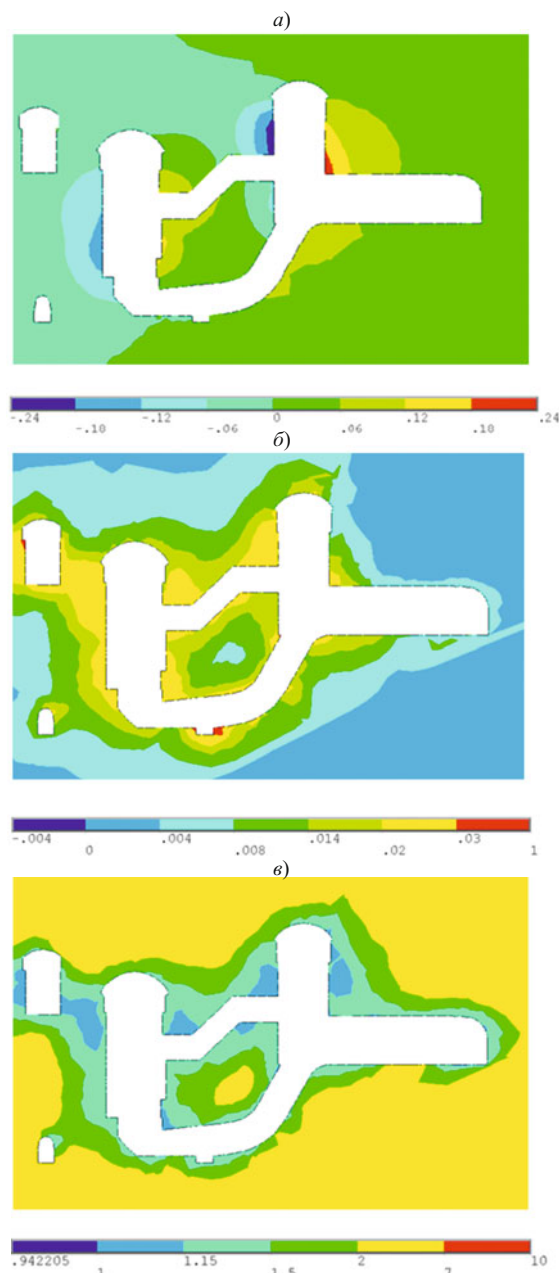


Рис. 17. Результаты расчета после окончания первой очереди строительства (продольный разрез скального массива по оси 6-го агрегата):

*a* — дополнительные горизонтальные перемещения  $U_x$ , м; *б* — интенсивность пластических деформаций  $e_i^{(p)}$ ; *в* — локальные коэффициенты запаса  $k_z$ .

4. ГОСТ 12248–96. Грунты. Методы лабораторного определения характеристик прочности и деформируемости / МНТКС. М., 1996.
5. Орехов В. В. Математическая модель поведения скального массива, вмещающего камерные выработки Рогунской ГЭС // Гидротехническое строительство. 2010. № 8.
6. Зерцалов М. Г., Устинов Д. В., Юфин С. А., Бронштейн В. И., Жуков В. Н. Состояние подземных камерных выработок Рогунской ГЭС // Гидротехническое строительство. 2008. № 9.

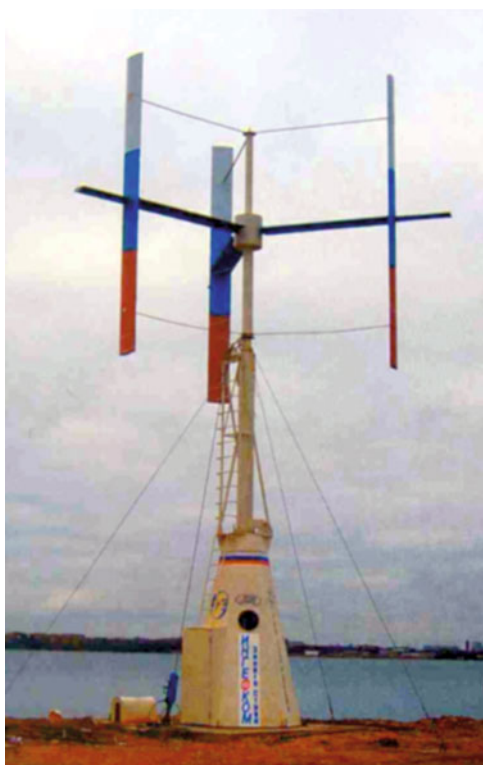
## Применение ортогональной турбины в низконапорных и свободных потоках

Шполянский Ю. Б., кандидат техн. наук (ОАО «НИИЭС»)

Приведены результаты численных и натурных исследований ортогональных турбин, а также проектных разработок многоярусных наплавных блоков, полученных в последнее время применительно к условиям Северной ПЭС. Обсуждаются новые возможности использования энергии приливов и ветровых волн.

**Ключевые слова:** приливные электростанции, низконапорная ортогональная турбина, многоярусные наплавные блоки, Мезенская ПЭС, Северная ПЭС.

Ортогональная турбина представляет собой разновидность ротора Дарье с прямолинейными лопастями крыловидного профиля, жестко установленными параллельно валу. Эта реактивная, быстроходная, поперечно-струйная турбина двойного действия применима на низких напорах (перепадах давления) до 0,05 МПа для воды и 0,015 МПа для атмосферного воздуха. В настоящее время она используется преимущественно в ветроэнергетике в качестве свободнопоточной воздушной турбины с вертикальной осью, которую не нужно ориентировать на ветер (рис. 1). Имеется также много предложений по ее использованию в свободнотекущей воде на морских и речных течениях, где она может конкурировать с осевыми пропеллерными турбина-



**Рис. 1.** Свободнопоточная воздушная ортогональная турбина с вертикальным валом и аэродинамическим тормозом конструкции ОАО «НИИЭС» мощностью 10 кВт

ми. Однако в качестве низконапорной турбины в напорных водоводах и воздуховодах она не применялась, поскольку имела очень низкий к.п.д.

По результатам пионерных исследований на физических моделях, выполненных канадскими учеными, ее максимальный к.п.д. при диаметре рабочего колеса 0,6 м не превышал 0,37 [1], и у большинства ученых и инженеров сложилось представление, что максимальный к.п.д. этой турбины в напорных турбинных камерах в принципе не может быть выше 0,4. Вместе с тем в работе [2] по результатам численных экспериментов была показана принципиальная возможность увеличения к.п.д. этой турбины в напорных трубопроводах до величин, характерных для осевых пропеллерных турбин. В связи с этим НИСом Гидропроекта, а затем и его правопреемником ОАО «НИИЭС» в течение длительного времени проводились научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы, направленные на усовершенствование ортогональной турбины. В итоге удалось увеличить максимальный к.п.д. ортогональной турбины в напорных потоках (в напорных трубопроводах) до 0,75 – 0,77, что делает ее незаменимой при использовании на приливных (ПЭС) и волновых электростанциях с волновым рабочим процессом. Повышается также конкурентоспособность ортогональных турбин по сравнению с классическими осевыми и поворотнлопастными турбинами на низконапорных речных гидроэлектростанциях.

Остановимся на особенностях приливной и волновой энергетики (для морских ветровых волн) и преимуществах использования ортогональных турбин в этих условиях.

**О потенциале приливной энергии в России и в мире.** Россия обладает достаточно большим потенциалом приливной энергии. По данным многолетних проектных проработок экономически обоснованная выработка электроэнергии на одной только проектируемой Мезенской ПЭС в Мезенском заливе Белого моря составляет около 40 млрд. кВт · ч

в год [3], что равняется средней годовой выработке энергии на Волжско-Камском каскаде ГЭС. Электроэнергия с Мезенской ПЭС может быть передана не только в северно-западные районы европейской части России, но и в центральный район, и в частности в Москву. Что касается неиспользованных гидроэнергетических ресурсов рек России для энергоснабжения этих районов, то они практически исчерпаны.

Другой перспективной приливной станцией является Тугурская ПЭС в Тугурском заливе Охотского моря с проектной выработкой энергии около 15 млрд. кВт · ч в год. Есть убедительные доводы в пользу строительства в ближайшие годы и этой ПЭС, несмотря на то что в азиатской части России много неиспользованных гидроэнергоресурсов рек. В более отдаленной перспективе может быть осуществлено строительство Пенжинской ПЭС в Пенжинском заливе Охотского моря с колоссальной проектной выработкой электроэнергии в 190 млрд. кВт · ч в год.

Мировые запасы приливной энергии оцениваются по мощности в 3 ТВт и сопоставимы с речными энергоресурсами (4 ТВт). Энергопотенциал морских ветровых волн, равный примерно 2,5 ТВт, лишь немного уступает энергопотенциалу приливов [3].

Какие ПЭС выгоднее строить — малые, средние или большие и очень большие? Выработка электроэнергии на ПЭС определяется прежде всего энергопотенциалом бассейна, который плотина ПЭС отсекает от моря. Этот энергопотенциал, в свою очередь, пропорционален квадрату средней величины прилива в створе плотины  $A_{cp}^2$  и первой степени площади зеркала бассейна  $S$ , а стоимость строительства ПЭС зависит от длины плотины  $L$ . Поэтому полезно ввести в рассмотрение некоторый геометрический параметр  $\beta = A_{cp}^2 S / L$ , по которому можно заранее судить об ожидаемой эффективности ПЭС. При одинаковой величине  $A_{cp}$  и подобных геометрических формах бассейна параметр  $\beta$  тем больше, чем больше  $S$  и мощнее станция.

Для небольшой опытно-промышленной Северной ПЭС в губе Долгая (на побережье Баренцева моря вблизи г. Мурманска) при  $S = 5,6 \cdot 10^6 \text{ м}^2$ ,  $A_{cp} = 2,3 \text{ м}$ ,  $L = 800 \text{ м}$   $\beta = 0,037 \cdot 10^6 \text{ м}^3$ , а для сверхмощной Мезенской ПЭС при  $S = 2600 \cdot 10^6 \text{ м}^2$ ,  $A_{cp} = 5,66 \text{ м}$ ,  $L = 87000 \text{ м}$   $\beta = 0,957 \cdot 10^6 \text{ м}^3$ , т.е. в 25 раз больше. При этом по данным проектных проработок стоимость 1 кВт установленной мощности и 1 кВт · ч выработанной электроэнергии на Мезенской ПЭС будет примерно в 6 раз меньше, чем на Северной ПЭС.

Для сравнения укажем, что для средней по мощности ПЭС Ранс  $\beta = 1,99 \cdot 10^6 \text{ м}^3$ , а для мощной Тугурской ПЭС  $\beta = 1,78 \cdot 10^6 \text{ м}^3$ . Столь большое значение параметра  $\beta$  для ПЭС Ранс, говорящее о высокой экономической эффективности этой приливной электростанции, связано с большой величиной  $A_{cp} = 8,5 \text{ м}$  на этой станции и с удачным расположением створа плотины, имеющей относительно небольшую длину.

Таким образом, выгоднее строить средние и мощные ПЭС с высоким параметром  $\beta$ .

**О “фундаментальных” недостатках проектов мощных ПЭС.** В работе [4] перечислены недостатки ПЭС, названные “фундаментальными”. В современных проектах мощных ПЭС такие недостатки отсутствуют. Энергия приливных электростанций в среднем за месяц гарантирована космическими факторами и практически не меняется в течение года и в многолетнем разрезе. Действительно, имеет место резкая неравномерность энергоотдачи ПЭС внутри суток и плавно изменяющаяся неравномерность суточной энергоотдачи в течение месяца. Однако при работе ПЭС в современной энергосистеме, мощность которой на порядок больше мощности ПЭС, проблем со сглаживанием энергосистемой внутримесячной неравномерности энергоотдачи мощной ПЭС не возникает. А если энергосистема располагает достаточно мощными речными ГЭС и другими оперативными мощностями, то решается проблема внутрисуточной неравномерности энергоотдачи мощных ПЭС. К тому же режим максимальной выработки электроэнергии на ПЭС в течение суток и месяца известен заранее на много лет вперед и может быть согласован с режимом работы энергосистемы, тем более что примерно в 30 % по времени пики мощности на ПЭС совпадают с пиками потребителей в энергосистеме.

Есть и другие экономически обоснованные пути согласования энергоотдачи мощных ПЭС с потребителями энергосистемы, например строительство сравнительно дешевых высоконапорных гидроаккумулирующих станций (ГАЭС), суммарная мощность которых достигает хотя бы половины мощности ПЭС. При этом энергосистема получает пиковую мощность, обеспеченную гарантированной среднемесячной выработкой электроэнергии на ПЭС. Частично или полностью затраты на строительство и эксплуатацию этих ГАЭС можно отнести на стоимость строительства и эксплуатации ПЭС, учитывая при определении экономической эффективности комплекса ПЭС плюс ГАЭС не только выработанную этим комплексом экологически чистую электроэнергию, но и ввод гарантированной пиковой мощности в энергосистеме, равной мощности ГАЭС в турбинном режиме.

Удаленность от центров электрической нагрузки имеет место далеко не для всех мощных ПЭС. Для тех же мощных ПЭС, створы которых действительно сильно удалены от мест потребления, отодвигаются лишь сроки их строительства, так как со временем удешевляются способы передачи электроэнергии на большие расстояния, а также потребитель приближается к удаленным створам ПЭС.

С целью уменьшения стоимости мероприятий по выдаче мощности и выработанной электроэнергии потребителю следует стремиться к уменьшению установленной мощности ПЭС без существенного снижения при этом выработки энергии на них, т.е. к увеличению коэффициента использования установленной мощности (КИУМ). Для ПЭС с новыми ортогональными турбинами при двухсторонней турбинной работе показатель КИУМ может быть достаточно высоким. Так, например, при проектной выработке электроэнергии на Мезенской ПЭС с ортогональными турбинами для принятой установленной мощности ПЭС в 8 тыс. МВт выработка энергии составляет около 40 млрд. кВт · ч в год и КИУМ равен 5 тыс. ч в год.

**Может ли строительство ПЭС стать выгоднее строительства речных ГЭС или тепловых электростанций?** Да, может, но при определенных условиях. Стоимость электроэнергии на действующей ПЭС Ранс сейчас самая низкая по сравнению со всеми другими источниками энергии в энергосистеме Франции, и это не удивительно, поскольку для этой ПЭС  $\beta = 1,99 \cdot 10^6 \text{ м}^3$ . Для средней станции с длиной плотины всего 800 м этот параметр примерно в 2 раза выше, чем для очень мощной Мезенской ПЭС, площадь бассейна которой больше площади бассейна ПЭС Ранс в 113 раз. Это связано с очень большой величиной  $A_{\text{ср}}$  на ПЭС Ранс и удачным расположением ее створа. При этом строительство ПЭС Ранс осуществлялось более дорогим, традиционным для речных ГЭС способом за перемычками.

Особо следует подчеркнуть, что специально для ПЭС Ранс, да и вообще для ПЭС, был создан новый капсульный гидроагрегат с горизонтальной поворотно-лопастной турбиной диаметром 5,3 м. С другими известными к тому времени турбинами и гидроагрегатами эта ПЭС была бы экономически гораздо менее эффективной. Расчетный напор на турбинах был принят равным 5,6 м. Для создания этого совершенного гидроагрегата, максимально приспособленного к двухсторонней работе на ПЭС не только в турбинном режиме и режиме холостого пропуска воды, но и в насосном режиме, была осуществлена грандиозная программа исследований и натурных испытаний, в которой участвовали все европейские гидротурбинные фирмы. Однако этот гидроагрегат, несмотря на все его совершенство,

оказался достаточно дорогим и сложным, т.е. нетехнологичным в изготовлении.

Обратимся теперь к мощной Мезенской ПЭС. Для получения на Мезенской ПЭС выработки энергии в 40 млрд. кВт · ч в год с более простыми и дешевыми, чем капсульный, шахтными гидроагрегатами фирмы “SEW” с горизонтальными поворотно-лопастными турбинами при односторонней работе требуется установка 800 агрегатов с суммарной установленной мощностью 16 800 МВт и с предельным по техническим возможностям диаметром рабочего колеса осевой турбины, равным 10 м. Изготовление такого количества гидроагрегатов со столь большим диаметром рабочего колеса исключительно трудная и дорогостоящая техническая задача, требующая участия гидротурбинных заводов всего мира. К тому же головные гидроагрегаты для Мезенской ПЭС нужно сначала разработать, изготовить и испытать в натуральных условиях на малой ПЭС. Все это делает ближайшую перспективу строительства Мезенской ПЭС с традиционными осевыми горизонтальными турбинами большого диаметра, а также близкой по характеристикам Тугурской ПЭС достаточно проблематичной. Однако выход из создавшейся ситуации имеется.

**Пути снижения стоимости строительства ПЭС.** В результате многолетней целенаправленной работы специалистами института “Гидропроект” и ОАО “НИИЭС” найдены реальные пути ускорения и снижения стоимости строительства мощных Мезенской и Тугурской ПЭС. При этом строительство Тугурской ПЭС на Дальнем Востоке также выгодно, поскольку для нее  $\beta = 1,78 \cdot 10^6 \text{ м}^3$ , практически такой же, как для ПЭС Ранс.

Для мощных ПЭС основная стоимость строительства приходится на плотины и основное гидросиловое оборудование и распределяется между ними примерно поровну. Поэтому кардинального снижения стоимости строительства этих ПЭС можно достичь снижением стоимости как плотины, так и основного гидросилового оборудования, причем эти стоимости взаимосвязаны и зависят от типа турбины и конструкции гидроагрегата.

Условие, при котором строительство мощных ПЭС в России и во всем мире станет экономически выгодным, — это применение на них современного наплавного метода строительства с минимальными затратами на подготовку подводного основания и более эффективных, технологичных и дешевых гидроагрегатов с новыми низконапорными ортогональными турбинами.

**Наплавной метод строительства.** Существенное снижение стоимости строительства плотины ПЭС с осевыми капсульными турбинами было достигнуто и продемонстрировано на примере Кислоубской ПЭС Л. Б. Бернштейном, впервые доказав-

шим реальность и высокую эффективность наплавного метода строительства [3]. Критиков наплавного метода строительства было много, но в результате именно этот метод принят в настоящее время практически во всех мировых проектах крупных ПЭС, поскольку при достаточно больших глубинах моря и в особенности для необжитых районов это единственно реально осуществимый и наиболее дешевый метод строительства низконапорных плотин ПЭС. Строительство же ПЭС без плотин малоэффективно ввиду снижения на порядок степени использования энергетического потенциала бассейна ПЭС и технических трудностей эксплуатации подводных свободнопоточных гидроагрегатов. С ортогональными турбинами возможно дальнейшее усовершенствование и удешевление наплавного метода строительства.

**Новая низконапорная ортогональная турбина.** Ортогональная турбина как нельзя лучше подходит для ПЭС и волновых ГЭС с их циклическими волновыми процессами, так как направление вращения ротора, а также характеристика этой турбины при соответствующем конструктивном оформлении не зависят от периодически изменяющегося направления течения сплошной среды, в которой она работает (для волновых станций используется воздушная ортогональная турбина). Поскольку это поперечно-струйная турбина, значительно упрощаются конструкция гидроагрегата и конструкция наплавного блока здания ПЭС. Самое важное это то, что для поперечно-струйных турбин при больших глубинах установки агрегатных блоков можно значительно уменьшить диаметр рабочего колеса, применяя рабочие колеса с вертикальным валом. Для Мезенской и Тугурской ПЭС диаметр рабочего колеса ортогональной турбины выбран по технико-экономическим соображениям равным 5 м вместо предельного по техническим возможностям, экономически обоснованного диаметра рабочего колеса для осевой напорной турбины, равного 10 м. При этом, чтобы эффективно использовать всю площадь поперечного сечения потока при большой глубине, на общем вертикальном валу ортогональной турбины устанавливается несколько рабочих колес. В результате резко снижается удельная стоимость гидроагрегата. Технологически даже многоярусный гидроагрегат с несколькими ортогональными турбинами на общем валу достаточно прост в изготовлении. Лопастные турбины могут изготавливаться на прокатном стане по непрерывной технологии, а сами гидроагрегаты с диаметром рабочего колеса 5 м могут изготавливаться не только на специализированных гидротурбинных заводах, но и на крупных заводах общего машиностроения или, например, на таком крупном судостроительном заводе, как ОАО “ПО “Севмаш”, способном выпускать

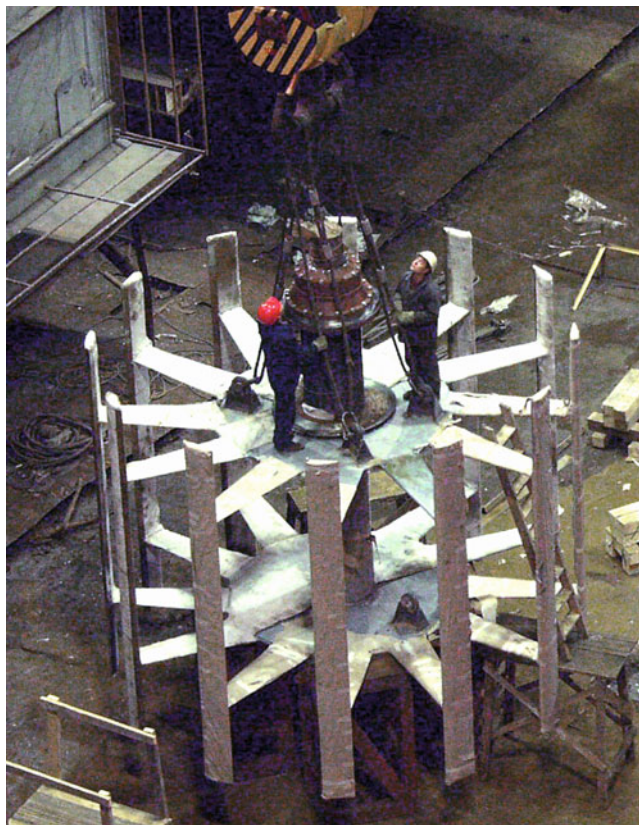
до 160 трехъярусных гидроагрегатов для Мезенской ПЭС в год.

С ортогональными турбинами при двухсторонней работе оптимальный по экономическим и экологическим соображениям расчетный напор на ПЭС, как правило, не превышает  $0,5A_{cp}$  и может быть еще меньше, а КИУМ при достаточно большой выработке электроэнергии — около 5 тыс. ч в год. Так, например, расчетный напор на Мезенской ПЭС с ортогональными турбинами принят равным 2,5 м при  $A_{cp} = 5,66$  м. С таким напором на ПЭС по сравнению с осевыми турбинами можно усовершенствовать и удешевить наплавной метод строительства, переходя на установку наплавных блоков практически на естественное основание и решая при этом проблему фильтрации воды под блоком и на стыках блоков простыми и дешевыми способами.

Ортогональная турбина имеет на ПЭС еще одно неоспоримое преимущество. При остановке турбины ее пропускная способность увеличивается примерно в 1,6 раза по сравнению с пропускной способностью при работе в оптимуме к.п.д. Это позволяет отказаться без ущерба для выработки электроэнергии на ПЭС от сооружения на ней дорогостоящей водопропускной плотины с управляемыми затворами.

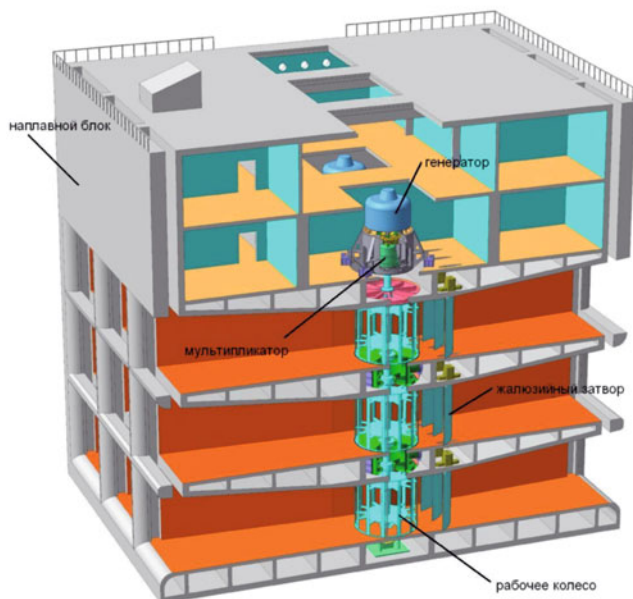
Что касается возможностей увеличения максимального к.п.д. ортогональной турбины, то, как показали исследования этих турбин на физических моделях в НИС Гидропроекта [5] и подтвердили более поздние численные эксперименты на современном научно-техническом уровне в ОАО “НИИ-ЭС” и натурные эксперименты, все дело в конструкции напорной турбинной камеры и в конструкции лопастной системы рабочего колеса. В патенте России [6] впервые предложена конструкция напорной турбинной камеры с пристеночным направляющим аппаратом, хотя сам термин “пристеночный направляющий аппарат” в этом патенте не упоминается. Позднее был получен патент России [7] на более совершенную конструкцию турбинной камеры.

В содружестве со специалистами ОАО “ПО “Севмаш” создан и находится в опытной эксплуатации на Кислогубской ПЭС [8] новый одноярусный гидроагрегат с вертикальной ортогональной турбиной с рабочим колесом диаметром 5 м (рис. 2), которое планируется использовать на всех ПЭС России, исключая лишь Пенжинскую ПЭС, где из-за слишком больших глубин придется увеличить диаметр турбины сверх 5 м. При этом одновременно предложена согласно патенту [9] многоярусная конструкция гидроагрегата с несколькими одинаковыми рабочими колесами ортогональных турбин на общем вертикальном валу и одинаковыми горизонтальными прямолинейными напорными водовода-



**Рис. 2.** Рабочее колесо вертикальной ортогональной турбины диаметром 5 м в процессе изготовления в цехе ОАО “ПО “Сев-маш”

ми для каждого яруса. Для Мезенской ПЭС планируется использовать трехъярусную по высоте ортогональную турбину на общем вертикальном валу с одинаковым диаметром рабочего колеса каждого яруса, равным 5 м, и с общим вертикальным мультипликатором и генератором гидроагрегата, размещенным в машинном зале за пределами напорных водоводов в доступной для обслуживания зоне. Предварительно три таких гидроагрегата с небольшими конструктивными отличиями будут изготовлены, смонтированы и испытаны на малой опытно-промышленной Северной ПЭС (рис. 3). При высоте лопастей роторов каждого яруса, равной 5 м, такая турбина пригодна для установки на глубинах 25 – 30 м, характерных для агрегатных наплавных блоков, образующих стационарную плотину Мезенской ПЭС на длине 20 км. Остальные 67 км плотины перекрываются относительно дешевыми глухими наплавными блоками новой конструкции. Необходимость в отдельной водопропускной плотине при установке гидроагрегатов ПЭС с ортогональными турбинами для Мезенской и Тугурской ПЭС отпадает. Для Тугурской ПЭС понадобятся как трехъярусные гидроагрегаты Северной ПЭС, так и более простые двух и одноярусные гидроагрегаты, для которых предварительные натурные испытания уже не нужны.



**Рис. 3.** Фрагмент наплавного блока здания Северной ПЭС с трехъярусным гидроагрегатом

Летом 2009 г. на ортогональной турбине диаметром 5 м, проходящей испытания на Кислогубской ПЭС, была осуществлена модернизация пристеночного направляющего аппарата и ротора турбины. Проведенные после этого учеными МГСУ под руководством д.т.н. О. А. Муравьева и к.т.н. В. В. Берлина натурные испытания указанной турбины подтвердили факт увеличения ее максимального к.п.д. с 0,64 до 0,71, что совпало с результатами численного прогноза. Поэтому нет оснований сомневаться в возможности получения максимального к.п.д. турбины на уровне 0,75 и выше для более совершенной конструкции пристеночного направляющего аппарата по патенту [7] и конструкции ротора ортогональной турбины Северной ПЭС, что подтверждается результатами численного прогноза при использовании той же самой верифицированной по данным натурных испытаний расчетной методики.

**Новые возможности, появляющиеся с применением ортогональных турбин.** С целью увеличения выработки энергии на ПЭС, а также для оперативного пуска и остановки турбин гидроагрегаты с ортогональными турбинами снабжаются недорогими плоскими, низконапорными затворами жалюзийного типа с силовым приводом, которые устанавливаются в напорном водоводе вблизи ортогональной турбины (привод находится в обслуживаемом помещении). При полном открытии затвора его гидравлическое сопротивление пренебрежимо мало, а в полностью закрытом положении допускается пропуск небольшого расхода воды через затвор, составляющего несколько процентов от расчетного расхода турбины. При определенном час-



тичном открытии затворов в отсутствие турбин они могут продолжительное время работать при напоре, близком к  $H_p$ , не подвергая опасности размыва нижний бьеф (в направлении течения воды).

При сооружении плотины наплавные стационарные блоки оборудуют жалюзийными затворами, а турбины с пристеночными направляющими аппаратами, значительно стесняющими поперечное сечение турбинной камеры, не устанавливают. При этом пропускная способность турбинных водоводов с полностью открытыми затворами резко увеличивается по сравнению с пропускной способностью того же водовода со смонтированными в нем турбинами даже в заторможенном состоянии. Это полностью снимает проблему перекрытия створа плотины ввиду очень большой пропускной способности большого количества турбинных водоводов, в то время как с осевыми турбинами при достаточно высоких расчетных напорах эта проблема стоит остро.

Монтаж гидроагрегатов начинается после замыкания напорного фронта плотины. При этом, смонтировав даже один гидроагрегат, можно сразу обеспечить оптимальный режим его работы, устанавливая соответствующим образом створки жалюзийных затворов пустых водоводов турбин для эффективного использования их в качестве управляемых водопропускных отверстий. Таким образом, имеется возможность постепенного ввода основного гидросилового оборудования на ПЭС и увеличения выработки и мощности ПЭС по мере изготовления этого оборудования, сообразуясь с возможностями и потребностями энергосистемы при высоком показателе КИУМ и большой выработке энергии на уже установленных гидроагрегатах.

**Гидроагрегаты Мезенской ПЭС.** К 2030 г. на Мезенской ПЭС предполагается установка 2 тыс. трехъярусных гидроагрегатов с 6 тыс. рабочих колес ортогональных турбин диаметром 5 м и высотой лопасти 5 м. Лопасти изготавливаются путем проката. Мощность одного гидроагрегата при оптимальном расчетном напоре 2,5 м равна 4 МВт и может быть увеличена до 6 МВт при увеличении расчетного напора до 3,2 м. Частота вращения турбины при расчетном напоре 2,5 м составляет 38 об/мин. Предусматривается работа гидроагрегата в зависимости от напора с переменной частотой вращения турбины. Работа гидроагрегата начинается с начального минимального напора 0,8 м при частоте вращения 21 об/мин (возможен переход на начальный напор 0,6 м). Вначале переменный ток генератора переменной частоты выпрямляется и превращается в постоянный, а затем с помощью инвертора он снова превращается в переменный ток уже постоянной промышленной частоты 50 Гц. Регулирование частоты вращения турбины осуще-

вляется при этом непрерывно и автоматически путем регулирования электронным блоком управления мощности генератора, отдаваемой в сеть, в зависимости от напора на турбине или частоты ее вращения. При этом исключается взаимное влияние друг на друга большого количества одновременно работающих гидроагрегатов. Средний к.п.д. ортогональной турбины во всем рабочем диапазоне напоров от 0,8 до 2,5 м при двухсторонней турбинной работе гидроагрегата с переменной частотой вращения равен 0,75. Расход гидроагрегата в обоих направлениях при расчетном напоре и соответствующей этому напору оптимальной частоте вращения 38 об/мин равен 225 м<sup>3</sup>/с. При остановке гидроагрегата расход воды через гидроагрегат при этом же напоре увеличивается в обоих направлениях до 430 м<sup>3</sup>/с, хотя в действительности режим холостого пропуска воды для достижения максимума выработки энергии на ПЭС осуществляется только в период снижения напоров на турбине с 0,8 до 0 м.

В настоящее время разработан вариант трехъярусного гидроагрегата с установкой между верхней турбиной и генератором вертикального, планетарного, двухступенчатого мультипликатора с передаточным отношением 27,1 и частотой вращения генератора при расчетном напоре 1030 об/мин. Предполагается поставка в нужном количестве гидрогенераторов с новосибирского электротехнического завода “Элсиб”. Также предполагается поставка в нужном количестве мультипликаторов фирмой “Flenders”, которая серийно выпускает подобные мультипликаторы для ветроагрегатов большой мощности. В дальнейшем будет дополнительно рассмотрен вариант с установкой низкооборотного генератора без мультипликатора, который без труда размещается в машзале, и вариант изготовления отечественных мультипликаторов на Кировском заводе в Санкт-Петербурге.

Монтаж и демонтаж гидроагрегата осуществляются в вертикальной шахте крупными сборочными единицами, такими как роторы турбин в сборе, объемные крышки в сборе, моноблок с мультипликатором и генератором. Такие монтаж и демонтаж занимают сравнительно небольшое время. Ресурс работы гидроагрегата до первого ремонта оценивается в 25 – 30 лет.

Программа выпуска 2 тыс. гидроагрегатов для Мезенской ПЭС может быть осуществлена одним только заводом ОАО “ПО “Севмаш” в течение примерно 10 – 12 лет по мере наращивания мощности Мезенской ПЭС в соответствии с потребностями энергосистемы. При этом выпуск закладных деталей гидроагрегатов и жалюзийных затворов для наплавных блоков начнется раньше, с началом их изготовления в доках.

Таким образом, решается проблема создания и эксплуатации большого количества гидроагрегатов для мощных ПЭС при относительно небольшой единичной мощности отдельного гидроагрегата. Изготовление таких гидроагрегатов крупными сериями позволит значительно снизить их себестоимость. Предварительные расчеты показывают, что при одинаковой выработке электроэнергии на Мезенской ПЭС суммарная масса и стоимость трехъярусных гидроагрегатов с ортогональными турбинами диаметром 5 м примерно в 2 раза меньше, чем с одноярусными осевыми поворотно-лопастными турбинами диаметром 10 м капсульных или шахтных гидроагрегатов. В итоге при отказе от устройства отдельной водопропускной плотины с учетом снижения стоимости плотины из новых по конструкции стационарных и глухих наплавных блоков и стоимости гидроагрегатов ожидается снижение общей стоимости строительства Мезенской ПЭС с ортогональными турбинами не менее чем на 50 % по сравнению со стоимостью строительства этой же станции наплавным способом, но с классическими осевыми турбинами.

#### **Опытно-промышленная Северная ПЭС.**

Если одноярусный гидроагрегат для глубин до 12 м с рабочим колесом диаметром 5 м создан и проходит натурные испытания на Кислогубской ПЭС, то трехъярусные гидроагрегаты для глубин до 30 м на Мезенской и Тугурской ПЭС с этим же рабочим колесом разработаны на стадии рабочих чертежей и еще предстоит их изготовить и испытать на малой опытно-промышленной Северной ПЭС в губе Долгая на Мурманском побережье Баренцева моря.

Створ Северной ПЭС с тремя трехъярусными гидроагрегатами Мезенской ПЭС суммарной установленной мощностью 12 МВт был выбран в результате длительного поиска, исходя из предъявляемых к этому створу требований создания новых гидроагрегатов с ортогональными турбинами для мощных ПЭС в России и других странах. Одновременно на Северной ПЭС предполагается изучить перспективы создания более выгодных комбинированных приливно-волновых морских электростанций.

Таким образом, Северная ПЭС рассматривается в качестве передового инновационного проекта совмещенной приливной и волновой электростанции сравнительно небольшой мощности, на которой предстоит проверить и продемонстрировать все новые технические решения, ведущие к кардинальному снижению стоимости строительства мощных и сверхмощных промышленных ПЭС не только в России, но и в мире [10, 11], а также стоимости волновых электростанций.

На Северной ПЭС предполагается проверить новые технические решения по трехъярусному гид-

роагрегату и по дальнейшему усовершенствованию и удешевлению наплавного метода строительства путем значительного сокращения объемов или полного отказа от дорогостоящих работ по подготовке подводного основания под наплавные блоки, а также путем замены дорогостоящих участков глухих каменно-набросных плотин ПЭС более дешевыми глухими наплавными блоками новой конструкции с тонкими железобетонными стенками. При этом технические решения по предотвращению суффозии несвязанного грунта в основании железобетонных плотин и обеспечению допустимой фильтрации на стыках наплавных блоков простыми и доступными способами основаны на низких напорах на плотине ПЭС с новыми ортогональными турбинами и соответственно небольших градиентах фильтрационного потока.

**О волновых установках на Северной ПЭС.** К створу плотины Северной ПЭС свободно подходят ветровые волны со стороны Баренцева моря примерно такой же высоты, как и в створе Мезенской ПЭС со стороны Белого моря. Это важно, в том числе, и для исследования работы ортогональных турбин Мезенской ПЭС при волновом воздействии. При этом происходит удвоение высоты волн при отражении их от вертикальных стенок глухих наплавных блоков, общая длина фронта которых на Северной ПЭС составляет около 700 м, а три трехъярусных гидроагрегата ПЭС расположены на фронте плотины длиной всего лишь 33 м. Следовательно, на Северной ПЭС созданы идеальные условия для превращения ее из чисто приливной электростанции с неблагоприятным параметром  $\beta = 0,037 \cdot 10^6 \text{ м}^3$  в приливно-волновую электростанцию. Для этого планируется установка вдоль всего фронта плотины со стороны Баренцева моря оригинальных волновых камер с воздушными ортогональными турбинами, которые уменьшают высоту отраженных волн и дают дополнительную выработку электроэнергии. При этом установленная мощность Северной ПЭС и выработка энергии на ней за счет волновых энергоустановок по предварительным оценкам удваиваются при увеличении стоимости строительства не более чем на 7 %. По сравнению с применяемыми на действующих станциях осевыми воздушными турбинами Уэллса стоимость воздушных ортогональных турбин значительно меньше, а выработка энергии на них значительно больше. Таким образом, применение волновых энергоустановок с воздушными ортогональными турбинами даст значительный экономический эффект и будет способствовать широкому строительству волновых электростанций, как изолированных, так и в сочетании с приливными электростанциями.

**Вопросы безопасности и экологических последствий строительства ПЭС с новыми ортогональными турбинами.** Вероятность прорыва низконапорных плотин ПЭС с ортогональными турбинами мала и не представляет никакой угрозы для примыкающих к плотине территорий, а последующее восстановление напорного фронта плотины технически несложная задача. Для многоагрегатных ПЭС с ортогональными турбинами при более низких, чем с осевыми турбинами, расчетных напорах гораздо меньше меняется режим отсеченного бассейна по сравнению с его естественным режимом до строительства ПЭС и создаются более благоприятные условия пропуска живых организмов через створ ПЭС, в том числе и через турбины ПЭС. К тому же, если оценивать негативные экологические последствия от строительства мощных ПЭС, они существенно меньше, чем при строительстве равноценных речных ГЭС, а тем более мощных тепловых электростанций.

## Выводы

1. Создана высокоэффективная низконапорная ортогональная турбина, применение которой может привести к революционному скачку в области строительства приливных и волновых электростанций с широкомасштабным, а не эпизодическим освоением наиболее чистой с точки зрения экологии возобновляемой приливной и волновой энергии океанов и морей. Она применима также на низконапорных речных гидроэлектростанциях.

2. Сооружение небольшой опытно-промышленной Северной ПЭС в России с трехъярусными ортогональными турбинами диаметром 5 м позволит обосновать экономическую целесообразность и техническую возможность строительства в ближайшие годы таких экологически чистых и мощных приливных электростанций в России, как Мезенская ПЭС в Мезенском заливе Белого моря и Тугурской ПЭС в Тугурском заливе Охотского моря, а также ряда других мощных ПЭС за рубежом с вертикальными ортогональными турбинами в одноярусном, двухъярусном и трехъярусном исполнении.

3. К числу стран, обладающих большими энергетическими ресурсами приливной и волновой

энергии, в которых можно было бы успешно применить передовые разработки, планируемые к реализации на опытно-промышленной Северной приливно-волновой электростанции, можно отнести в первую очередь Чили, Аргентину, Канаду, США, Францию, Великобританию, Индию, Австралию и ряд других стран. Для некоторых из них выполнены предварительные расчеты параметров ПЭС с ортогональными турбинами для наиболее эффективных створов [11].

## Список литературы

1. *Faure T. D., Pratte B. D., Swan D.* The Darrieus Hydraulic Turbine — Model and Field experiments // 4th International Symposium on Hydro Power Fluid Machinery, Anaheim, California, December 1986. American Society of Mechanical Engineers.
2. *Историк Б. Л., Шполянский Ю. Б.* Численное исследование прямооточной турбины с осью вращения, перпендикулярной потоку // Гидротехническое строительство. 1991. № 1.
3. *Приливные электростанции* / Под ред. Л. Б. Бернштейна. — 2-е изд., перераб. и доп., в двух кн. — М.: АО “Институт Гидропроект”, 1994.
4. *Лапин Г. Г.* Правда и мифы о приливных электростанциях // Гидротехническое строительство. 2009. № 9.
5. *Историк Б. Л., Шполянский Ю. Б.* Перспективы использования ортогональных турбин на низконапорных гидроузлах // Гидротехническое строительство. 1993. № 11.
6. *Пат. РФ № 2044155.* Гидротурбинная установка / Историк Б. Л., Шполянский Ю. Б. // Открытия. Изобретения. 1995. № 26.
7. *Пат. РФ № 2391554.* Низконапорная ортогональная турбина / Историк Б. Л., Шполянский Ю. Б. // Бюллетень изобретений. 2010. № 16.
8. *Усачев И. Н., Шполянский Ю. Б., Историк Б. Л.* и др. Сооружение типового наплавного энергоблока для приливных электростанций // Гидротехническое строительство. 2007. № 9.
9. *Пат. РФ № 2307949.* Гидроэнергетическая установка / Бородин В. В., Будниченко М. А., Историк Б. Л., Кондрашев Ю. В., Пастухов В. П., Рудяк М. С., Усачев И. Н., Шполянский Ю. Б. // Бюллетень изобретений. 2007. № 28.
10. *Marine energy.* Supplement to the International Journal on Hydropower & Dams, 2009.
11. *Lempérière F., Shpolyanskij Yu., Usachev I., Istorik B., Sobolev V.* Large tidal power plants with orthogonal turbines: Efficiency, Economy and Ecology // Proceedings of the International conference HYDRO-2010 Meeting demands for a changing world. Lisbon, Portugal, 27 – 29 September, 2010.

# Оценка устойчивости внецентренно нагруженных бетонных сооружений на нескальном основании

Бухарцев В. Н., доктор техн. наук, Ву Мань Хуан, магистр  
(Санкт-Петербургский государственный политехнический университет)

Предложена методика оценки устойчивости против сдвига с поворотом бетонных сооружений на нескальном основании по схеме предельных состояний. Получены аналитические решения для подошвы прямоугольной и треугольной формы. Для более сложной формы подошвы сооружения задача решается численно. При этом для расчёта подошва разбивается на элементы прямоугольной и треугольной формы.

**Ключевые слова:** бетонные сооружения, нескальное основание, схема предельных состояний, оценка устойчивости против сдвига.

Внецентренное приложение нагрузки испытывают многие бетонные сооружения, такие, например, как крайняя секция бетонной плотины, на которую оказывает дополнительное воздействие примыкающая к ней грунтовая плотина, направляющие стенки сопрягающих устоев и т.д. Равнодействующая всех сдвигающих сил не проходит через центр кручения сечения подошвы, поэтому нарушение устойчивости этих сооружений сопровождается не только поступательным перемещением, но и поворотом в плоскости подошвы. Сдвигу с поворотом подвержены также сооружения (даже если они загружены симметрично), подошва которых на разных участках контактирует с разными по прочности грунтами.

Рекомендации приложения 6 СНиП [1] и пособия [2] не охватывают всего многообразия конструкций сооружений, встречающихся в практике. Предлагаемая статья частично восполняет эти пробелы в упомянутых нормативных документах.

Для оценки устойчивости против сдвига с поворотом используется схема предельных состояний с критерием прочности грунта основания по Ш. Кулону [3]:

$$\tau_{np} = f\sigma + c, \quad (1)$$

где  $\tau_{np}$  — предельное касательное напряжение на какой-либо площадке контактной плоскости подошвы сооружения с основанием;  $\sigma$  — нормальное напряжение на той же площадке;  $f$  и  $c$  — параметры прочности грунта основания.

Предполагается, что при потере устойчивости сооружение совершает поворот относительно некоторой оси, ортогональной плоскости подошвы и проходящей через полюс  $p$ , положение которого определяется в результате расчёта. Условия равновесия сил, действующих на сооружение в предельном состоянии, при отсутствии отпора грунта по вертикальным граням сооружения выражаются уравнениями

$$\sum X = 0: Q_x k_3 - \int_F \tau_{np} \cos \alpha dF = 0, \quad (2)$$

$$\sum Y = 0: Q_y k_3 - \int_F \tau_{np} \sin \alpha dF = 0, \quad (3)$$

$$\sum M_p = 0: [Q_x (y_Q - y_p) - Q_y (x_Q - x_p)] k_3 - \int_F \tau_{np} \rho dF = 0, \quad (4)$$

где  $Q_x$ ,  $Q_y$  — компоненты сдвигающей силы в направлении координатных осей;  $x_Q$ ,  $y_Q$  — плечи этих сил относительно центра тяжести сечения подошвы сооружения;  $k_3$  — коэффициент запаса устойчивости;  $F$  — площадь подошвы;  $\alpha$  — угол отклонения линии действия элементарной силы  $\tau_{np} dF$  от направления оси  $X$  в изображённой на рис. 1 системе координат с началом в произвольной точке (за положительное направление принят поворот против часовой стрелки);  $x_p$ ,  $y_p$  — координаты полюса поворота.

В эту систему уравнений входят три неизвестные величины: коэффициент запаса устойчивости, выражающийся явно из любого уравнения, и координаты полюса поворота сооружения, для итерационного вычисления которых используются два других уравнения.

Радиус-вектор  $\rho$  для элементарной силы  $\tau_{np} dF$  и тригонометрические функции определяются выражениями

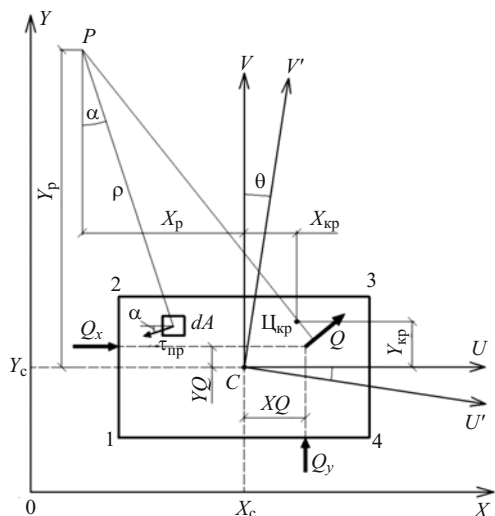


Рис. 1. Схема к оценке устойчивости против сдвига с поворотом сооружения или его фрагмента с подошвой прямоугольной формы

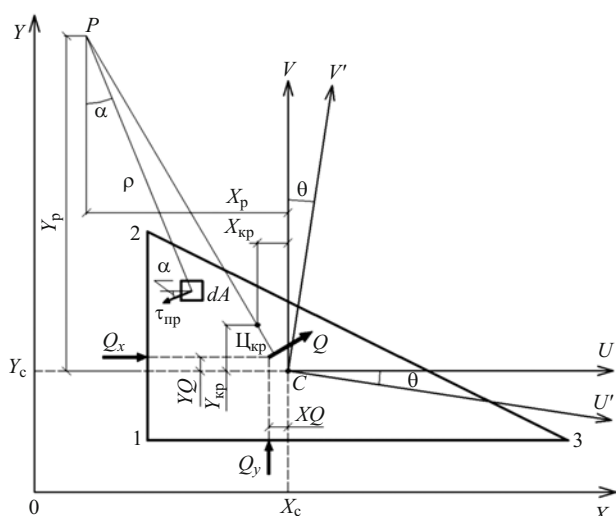


Рис. 2. Схема к оценке устойчивости против сдвига с поворотом сооружения или его фрагмента с подошвой треугольной формы

$$\rho = \pm \sqrt{(x - x_p)^2 + (y - y_p)^2}, \quad \sin \alpha = \frac{x - x_p}{\rho}, \quad \cos \alpha = -\frac{y - y_p}{\rho}. \quad (5)$$

Знак перед корнем в выражении для  $\rho$  совпадает со знаком крутящего момента сдвигающих сил относительно упомянутого центра кручения: плюс соответствует повороту против часовой стрелки, минус — по часовой стрелке. Крутящий момент определяется выражением

$$M_{кр} = Q_y(x_Q - x_{кр}) - Q_x(y_Q - y_{кр}). \quad (6)$$

Координаты центра кручения, совпадающего с центром тяжести эпюры  $\tau_{np}$ , построенной для всей площади подошвы, определяются выражениями

$$x_{кр} = \frac{\int x \tau_{np} dF}{\int \tau_{np} dF}, \quad y_{кр} = \frac{\int y \tau_{np} dF}{\int \tau_{np} dF}. \quad (7)$$

Нормальные напряжения, действующие по подошве сооружения, можно определить по формуле внецентренного сжатия, которую удобно записать в виде

$$\sigma = \tilde{\sigma} + \gamma_y \tilde{x} + \gamma_x \tilde{y}. \quad (8)$$

$$\text{где } \tilde{\sigma} = \frac{N}{A} + \frac{M_y}{J_y} x_p + \frac{M_x}{J_x} y_p; \quad \gamma_y = \frac{M_y}{J_y}; \quad \gamma_x = \frac{M_x}{J_x}; \quad \tilde{x} = (x - x_p); \quad \tilde{y} = (y - y_p).$$

Пределы изменения переменных определяются координатами угловых точек подошвы. После подстановки выражений (1), (5), (8) в уравнения (2), (3), (4) они принимают вид

$$Q_x k_3 - (f\tilde{\sigma} + c) \int_F \frac{\tilde{y}}{\rho} dF - f_{\gamma_y} \int_F \frac{\tilde{x}\tilde{y}}{\rho} dF - f_{\gamma_x} \int_F \frac{\tilde{y}^2}{\rho} dF = 0, \quad (2^*)$$

$$Q_x k_3 + (f\tilde{\sigma} + c) \int_F \frac{\tilde{x}}{\rho} dF + f_{\gamma_x} \int_F \frac{\tilde{x}\tilde{y}}{\rho} dF + f_{\gamma_y} \int_F \frac{\tilde{x}^2}{\rho} dF = 0, \quad (3^*)$$

$$\left[ Q_x(y_Q - y_p) - Q_y(x_Q - x_p) \right] k_3 - (f\tilde{\sigma} + c) \int_F \rho dF - f_{\gamma_y} \int_F \tilde{x} \rho dF - f_{\gamma_x} \int_F \tilde{y} \rho dF = 0. \quad (4^*)$$

Для прямоугольной формы подошвы сооружения задача решается аналитически до конца [4]. В системе уравнений (2), (3), (4) входят четыре вида интегралов, относящихся к одному типу.

Результаты интегрирования удобно выразить через координаты угловых точек профиля подошвы:

$$x_1 = x_2 = x_c - \frac{a}{2}; x_3 = x_4 = x_c + \frac{a}{2}; y_1 = y_4 = y_c - \frac{b}{2}; y_2 = y_3 = y_c + \frac{b}{2}.$$

После введения обозначений  $\tilde{x}_i = x_i - x_p$ ,  $\tilde{y}_i = y_i - y_p$ , где  $i = 1 \dots 4$ , эти результаты интегрирования принимают вид

$$\int_F \frac{\tilde{x}}{\rho} dF = \int_{\tilde{y}_1}^{\tilde{y}_2} \left( \int_{\tilde{x}_1}^{\tilde{x}_4} \frac{\tilde{x} d\tilde{x}}{\rho} \right) d\tilde{y} = \frac{1}{2} \left\{ \tilde{y}_2(\rho_3 - \rho_2) - \tilde{y}_1(\rho_4 - \rho_1) + \tilde{x}_4^2 \ln \left| \frac{\tilde{y}_3 + \rho_3}{\tilde{y}_4 + \rho_4} \right| - \tilde{x}_1^2 \ln \left| \frac{\tilde{y}_2 + \rho_2}{\tilde{y}_1 + \rho_1} \right| \right\}, \quad (9)$$

$$\int_F \frac{\tilde{x}^2}{\rho} dF = \int_{\tilde{y}_1}^{\tilde{y}_2} \left( \int_{\tilde{x}_1}^{\tilde{x}_4} \frac{\tilde{x}^2 d\tilde{x}}{\rho} \right) d\tilde{y} = \frac{1}{6} \left[ y_3^3 \ln \left| \frac{\tilde{x}_2 + \rho_2}{\tilde{x}_3 + \rho_3} \right| - y_4^3 \ln \left| \frac{\tilde{x}_1 + \rho_1}{\tilde{x}_4 + \rho_4} \right| \right] + \frac{1}{3} \left[ \tilde{x}_4^3 \ln \left| \frac{\tilde{y}_3 + \rho_3}{\tilde{y}_4 + \rho_4} \right| - \tilde{x}_1^3 \ln \left| \frac{\tilde{y}_2 + \rho_2}{\tilde{y}_1 + \rho_1} \right| \right] + \frac{1}{6} [\tilde{x}_4(\tilde{y}_3 \rho_3 - \tilde{y}_4 \rho_4) - \tilde{x}_1(\tilde{y}_2 \rho_2 - \tilde{y}_1 \rho_1)], \quad (10)$$

$$\int_F \frac{\tilde{x}\tilde{y}}{\rho} dF = \int_{\tilde{y}_1}^{\tilde{y}_2} \tilde{x} \left( \int_{\tilde{x}_1}^{\tilde{x}_4} \frac{\tilde{y} d\tilde{x}}{\rho} \right) d\tilde{y} = \frac{1}{3} (\rho_3^3 - \rho_2^3 - \rho_4^3 + \rho_1^3), \quad (11)$$

$$\int_F \tilde{x}\rho dF = \int_{\tilde{y}_1}^{\tilde{y}_2} \left( \int_{\tilde{x}_1}^{\tilde{x}_4} \tilde{x} \sqrt{\tilde{x}^2 + \tilde{y}^2} d\tilde{x} \right) d\tilde{y} = \frac{1}{6} [\tilde{y}_2(\rho_3^3 - \rho_2^3) - \tilde{y}_1(\rho_4^3 - \rho_1^3)] - \frac{1}{12} [\tilde{y}_2^3(\rho_3 - \rho_2) - \tilde{y}_1^3(\rho_4 - \rho_1)] + \frac{1}{24} [\tilde{x}_4^2(\tilde{y}_3 \rho_3 - \tilde{y}_4 \rho_4) - \tilde{x}_1^2(\tilde{y}_2 \rho_2 - \tilde{y}_1 \rho_1)] + \frac{1}{8} \left[ \tilde{x}_4^4 \ln \left| \frac{\tilde{y}_3 + \rho_3}{\tilde{y}_4 + \rho_4} \right| - \tilde{x}_1^4 \ln \left| \frac{\tilde{y}_2 + \rho_2}{\tilde{y}_1 + \rho_1} \right| \right], \quad (12)$$

где  $\rho_1 = \sqrt{\tilde{x}_1^2 + \tilde{y}_1^2}$ ;  $\rho_2 = \sqrt{\tilde{x}_2^2 + \tilde{y}_2^2}$ ;  $\rho_3 = \sqrt{\tilde{x}_3^2 + \tilde{y}_3^2}$ ;  $\rho_4 = \sqrt{\tilde{x}_4^2 + \tilde{y}_4^2}$ .

Для треугольной формы подошвы или её треугольного элемента координаты угловых точек определяются выражениям (рис. 2)

$$x_1 = x_2 = x_c - \frac{a}{3}; x_3 = x_c + \frac{2}{3}a; y_1 = y_3 = y_c - \frac{b}{3}; y_2 = y_c + \frac{2}{3}b.$$

Результаты интегрирования выражаются зависимостями

$$\int_F \frac{\tilde{x}}{\rho} dF = \int_{\tilde{y}_1}^{\tilde{y}_2} \left( \int_{\tilde{x}_1}^{\tilde{x}_2} \frac{\tilde{x} d\tilde{x}}{\rho} \right) d\tilde{y} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{b} D^2 \ln \lambda - \frac{a}{b} D(\rho_2 - \rho_3) + \tilde{y}_1(\rho_1 - \rho_3) - \tilde{x}_1^2 \ln \left| \frac{\tilde{y}_2 + \rho_2}{\tilde{y}_1 + \rho_1} \right| \right\}, \quad (13)$$

$$\int_F \frac{\tilde{x}^2}{\rho} dF = \int_{\tilde{x}_1}^{\tilde{x}_3} \tilde{x}^2 \left( \int_{\tilde{y}_1}^{\tilde{y}_2} \frac{d\tilde{y}}{\rho} \right) d\tilde{x} = \frac{1}{6} \left\{ \tilde{y}_1 \left( \tilde{x}_1 \rho_1 - \tilde{x}_3 \rho_3 + \tilde{y}_1^2 \ln \left| \frac{\tilde{x}_3 + \rho_3}{\tilde{x}_1 + \rho_1} \right| \right) - 2\tilde{x}_1^3 \ln \left| \frac{\tilde{y}_2 + \rho_2}{\tilde{y}_1 + \rho_1} \right| + \frac{a}{b} D \left[ \tilde{x}_3 \rho_3 - \tilde{x}_2 \rho_2 + 3D(\rho_3 - \rho_2) + \frac{(2b^2 - a^2)}{ab^2} \sqrt{a^2 + b^2} D^2 \ln \lambda \right] \right\}, \quad (14)$$

$$\int_F \frac{\tilde{x}\tilde{y}}{\rho} dF = \int_{\tilde{y}_1}^{\tilde{y}_2} \tilde{y} \left( \int_{\tilde{x}_1}^{\tilde{x}_2} \frac{\tilde{x} d\tilde{x}}{\rho} \right) d\tilde{y} = \frac{1}{3} \left[ \frac{a^2(\rho_3^3 - \rho_2^3)}{a^2 + b^2} + \rho_1^3 - \rho_3^3 \right] +$$

$$+\frac{D}{2}\left[\tilde{x}_3\rho_3-\tilde{x}_2\rho_2-D(\rho_3-\rho_2)+\frac{a\sqrt{a^2+b^2}}{b^2}D^2\ln\lambda\right], \quad (15)$$

$$\int_F \tilde{x}\rho dF = \int_{\tilde{y}_1}^{\tilde{y}_2} \left( \int_{\tilde{x}_1}^{\tilde{x}_2 - \frac{a}{b}(\tilde{y} - \tilde{y}_2)} \tilde{x}\sqrt{\tilde{x}^2 + \tilde{y}^2} d\tilde{x} \right) d\tilde{y} = \frac{1}{24} \left\{ \tilde{y}_1 \left[ 4(\rho_1^3 - \rho_3^3) + \tilde{x}_1^2\rho_1 - \tilde{x}_3^2\rho_3 - 2\tilde{y}_1^2(\rho_1 - \rho_3) \right] + \right. \\ \left. + \frac{a^2 + b^2}{ab} D \left[ 5(\tilde{x}_3^2\rho_3 - \tilde{x}_2^2\rho_2) - D(\tilde{x}_3\rho_3 - \tilde{x}_2\rho_2) + \frac{2a^2 - b^2}{b^2} D^2(\rho_3 - \rho_2) \right] + \right. \\ \left. + 3 \left[ \tilde{x}_1^4 \ln \left| \frac{\tilde{y}_1 + \rho_1}{\tilde{y}_2 + \rho_1} \right| - \frac{b}{a} (\tilde{x}_3^3\rho_3 - \tilde{x}_2^3\rho_2) - \frac{a^2 - b^2}{b^3} \sqrt{a^2 + b^2} D^4 \ln \lambda \right] \right\}, \quad (16)$$

$$\text{где } D = \frac{b(a\tilde{y}_2 + b\tilde{x}_2)}{a^2 + b^2}; \lambda = \frac{a\tilde{x}_3 - b\tilde{y}_3 + \rho_3\sqrt{a^2 + b^2}}{a\tilde{x}_2 - b\tilde{y}_2 + \rho_2\sqrt{a^2 + b^2}}.$$

Интегралы  $\int_F \frac{\tilde{y}}{\rho} dF$ ,  $\int_F \frac{\tilde{y}^2}{\rho} dF$ ,  $\int_F \tilde{y}\rho dF$  для элементов прямоугольной и треугольной формы вычисляются

аналогично.

Для более сложной формы подошвы сооружения, например верхового открылка сопрягающего устоя водосливной плотины (рис. 3), задача решается численно. Нормальные напряжения, возникающие по подошве такого сооружения, трудно представимы в аналитическом виде даже при использовании простейшей формулы внецентренного сжатия, поскольку приходится вычислять моменты инерции сложной фигуры подошвы в главной центральной системе координат. Поэтому сложную фигуру подошвы рационально разбить на прямоугольные и треугольные элементы, что позволяет воспользоваться вышепредставленными решениями. При этом очертание криволинейного участка профиля заменяется кусочно-линейным.

Для удобства вычислений используется система координат с началом в центре тяжести этого сложного сечения и осями, параллельными сторонам прямоугольных элементов и катетам треугольных элементов. В этой системе координат моменты инерции вычисляются по формулам:

для прямоугольных элементов

$$\begin{cases} J_x = \sum_i^n \left[ \frac{ab}{12} (a^2 \sin^2 \theta + b^2 \cos^2 \theta) + (x_c \sin \theta + y_c \cos \theta)^2 ab \right]_i, \\ J_y = \sum_i^n \left[ \frac{ab}{12} (a^2 \cos^2 \theta + b^2 \sin^2 \theta) + (x_c \cos \theta - y_c \sin \theta)^2 ab \right]_i, \\ J_{xy} = \sum_i^n \left[ \frac{ab}{12} (a^2 - b^2) \sin \theta \cos \theta + (x_c \sin \theta + y_c \cos \theta)(x_c \cos \theta - y_c \sin \theta) ab \right]_i; \end{cases} \quad (17)$$

для треугольных элементов

$$\begin{cases} J_x = \sum_i^n \left[ \frac{ab}{36} (a^2 \sin^2 \theta - ab \sin \theta \cos \theta + b^2 \cos^2 \theta) + (x_c \sin \theta + y_c \cos \theta)^2 \frac{ab}{2} \right]_i, \\ J_y = \sum_i^n \left[ \frac{ab}{36} (a^2 \cos^2 \theta + ab \sin \theta \cos \theta + b^2 \sin^2 \theta) + (x_c \cos \theta - y_c \sin \theta)^2 \frac{ab}{2} \right]_i, \\ J_{xy} = \sum_i^n \left[ \frac{ab^2 (a \sin \theta - 2b \cos \theta) \sin \theta + a^2 b (2a \sin \theta - b \cos \theta) \cos \theta}{72} + (x_c \sin \theta + y_c \cos \theta)(x_c \cos \theta - y_c \sin \theta) \frac{ab}{2} \right]_i, \end{cases} \quad (18)$$

где  $n$  — число прямоугольных элементов, равное в рассматриваемой схеме числу треугольных элементов.

Угол поворота осей выбранной системы координат относительно осей инерции профиля подошвы  $\theta$  определяется из уравнения  $J_{xy} = 0$ , в котором суммирование выполняется по всем элементам подошвы.

Нормальные напряжения, действующие по подошве сооружения сложной формы, можно, по-прежнему, определить по формуле (8), в которой

$$\tilde{\sigma} = \frac{N}{F} + \frac{M_x \cos \theta - M_y \sin \theta}{J_x} (x_p \sin \theta + y_p \cos \theta) + \frac{M_x \sin \theta + M_y \cos \theta}{J_y} (x_p \cos \theta - y_p \sin \theta),$$

$$\gamma_y = M_x \left( \frac{1}{J_y} + \frac{1}{J_x} \right) \sin \theta \cos \theta + M_y \left( \frac{\cos^2 \theta}{J_y} - \frac{\sin^2 \theta}{J_x} \right),$$

$$\gamma_x = M_x \left( \frac{\cos^2 \theta}{J_x} - \frac{\sin^2 \theta}{J_y} \right) - M_y \left( \frac{1}{J_x} + \frac{1}{J_y} \right) \sin \theta \cos \theta.$$

Входящие в уравнения (2\*), (3\*), (4\*) интегралы вычисляются по зависимостям (9) – (16) с учётом тривального равенства

$$\int_F u \, dF = \sum_{i=1}^n \int_{F_i} u_i \, dF,$$

где  $u$  — любая из входящих в упомянутые интегралы функция.

## Выводы

Разработанная методика позволяет выполнить оценку устойчивости против сдвига с поворотом сооружений, имеющих произвольную форму плоской подошвы, при действии любой нагрузки.

Введение треугольных элементов позволяет существенно сократить общее число элементов, на которые для выполнения расчётов разбивается подошва сложной формы, поскольку интегралы вычисляются точно по аналитическим зависимостям для любых размеров элементов.

## Список литературы

1. СНиП 2.02.0285. Основания гидротехнических сооружений / Госстрой СССР. — М.: ЦИПТ Госстроя СССР, 1986.
2. Проектирование оснований гидротехнических сооружений: Пособие к СНиП II-16-76. — Л.: ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева, 1984.
3. Можжевитинов А. Л., Кузьмин С. А., Попов А. Ф. Устойчивость сооружений при эксцентричном приложении нагрузки // Тр. Всесоюзной конференции «Методы определения напряженного состояния и устойчивости высоконапорных гидротехнических сооружений и их оснований при статических и динамических нагрузках». — М.: Стройиздат, 1972.
4. Бухарцев В. Н., Ву Мань Хуан. Оценка устойчивости эксцентрично нагруженных бетонных сооружений на нескальном основании // Сб. материалов науч.-техн. семинара, посвящённого 75-летию на факультете кафедры СКМ. — СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2009.

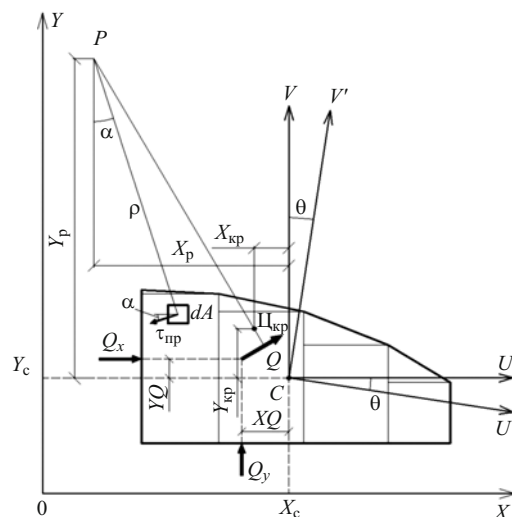


Рис. 3. Схема к оценке устойчивости против сдвига с поворотом сооружения с подошвой сложной формы



## Ортогональные гидротурбины малой мощности

Лятхер В. М., доктор техн. наук, профессор (ООО Новая Энергетика)

На равнинных реках могут найти применение сбалансированные ортогональные гидроагрегаты, необязательно связанные с энергосистемой. Наименьшую материалоемкость имеют однолопастные машины (рис. 1). В настоящее время подготовлена к серийному производству свободнопоточная гидростанция с одной ортогональной турбиной (рис. 2) перпендикулярной потоку и генератором постоянного (или переменного) тока. Генератор в погружном исполнении может располагаться под водой соосно с турбиной (рис. 3) или над водой с ременным приводом от турбины. Возможно объединение двух турбин с противоположным направлением вращения и энергетическим узлом между турбинами. Агрегаты располагаются под водой (подо льдом) на понтоне или фиксируются донными сваями. На рис. 1 показаны общий вид турбины и вид по стрелке *A*. Хорда лопасти 0,16 м, профиль GAW-1 развернут на 3° наружу от касательной. Три пары одинаковых лопастей длиной по 0,45 м каждая через траверсы закрепляются на валу диаметром 70 – 100 мм. Плоскости, в которых лежат пары лопастей, повернуты друг относительно друга на 120°. На нижнем снимке (под водой) отмечена лопасть, по которой контролировалась частота вращения. Генератор был под водой слева.

Система уравновешена и в инерционном и в гидродинамическом отношениях. На рис. 1 показаны векторы изгибающих моментов инерционных сил, возникающих от разных пар лопастей. Радиус трассы лопастей 0,32 м (диаметр турбины 0,64 м), длина турбины 2728 мм (между опорами). Оптимальная частота вращения от 100 до 200 об/мин

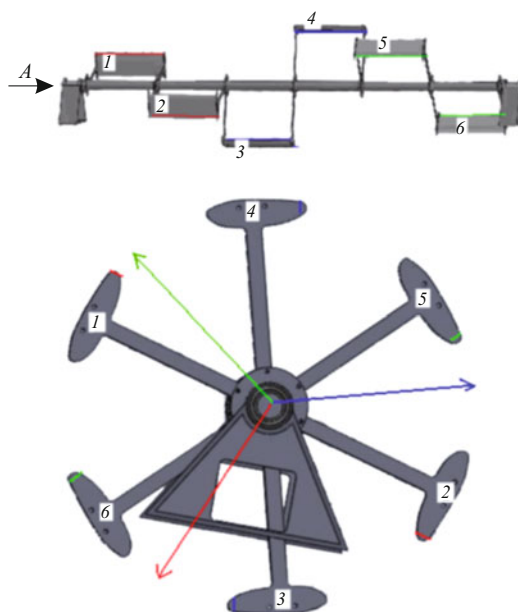


Рис. 1. Общие виды турбины

при скорости потока от 1 до 2 м/с. Разгонная частота вращения в 1,5 раза больше. Максимальная эффективность  $C_p$  в формуле для определения мощности  $P$

$$P = C_{pp} U^3 D L / 2$$

при оптимальной быстроходности  $V/U = 4,2$  достигает 60 %.

На рис. 4 показаны результаты опытов в канале шириной 1 м и глубиной 0,5 м с моделями диаметром 0,2 м при скорости течения воды  $U = 1$  м/с. Балансировка достигалась свинцовыми дисками, заделанными в ограничительные диски моделей.

В упрощенном виде максимальная мощность турбины определяется по формуле

$$P_{\max} = 617,2 U^3 (W)$$

при оптимальной частоте вращения  $n (rpm) = 103,6 U$  (м/с).

В предлагаемых габаритах (0,64 × 2,7 м) максимальная мощность одной турбины составит примерно 0,5 кВт при скорости потока 1 м/с или 5 кВт при скорости потока 2 м/с. Лопасти турбины имеют улучшенный гидродинамический профиль GAW-1 с очень высокими коэффициентами подъемной и тянущей сил при низком сопротивлении (рис. 5).

Конструктивный профиль лопасти (рис. 6) оптимизирован из условия минимальной массы при максимальной прочности и приемлемой технологичности для изготовления лопастей методом экструзии из сплава АД31-Т1.

Испытания показали, что при длине свободно опертой (на двух опорах) лопасти 450 мм сосредоточенная нагрузка в 322 кг, приложенная в середине пролета, вызывает только упругий прогиб в пределах 3 мм. Необратимые деформации начали появляться при нагрузке 700 кг. Масса лопасти 1,65 кг/пог. м.

Вал турбины выполняется из полой трубы диаметром 100 мм с толщиной стенки 2,5 мм, усиленной ребрами жесткости толщиной 1,6 мм, или диаметром 50 мм со стенкой и ребрами в 1 мм (рис. 7). Материал труб такой же, как и у лопастей. Масса труб 2,82 или 0,6 кг/пог. м. В энергетическом отношении для турбины столь небольшого диаметра более предпочтительными могут оказаться стальные трубы меньшего диаметра.

Приведем характерные нагрузки на одну лопасть длиной 0,45 м: хорда 0,16 м, диаметр трассы 0,64 м. Разворот лопасти 3°, скорость потока 2 м/с,

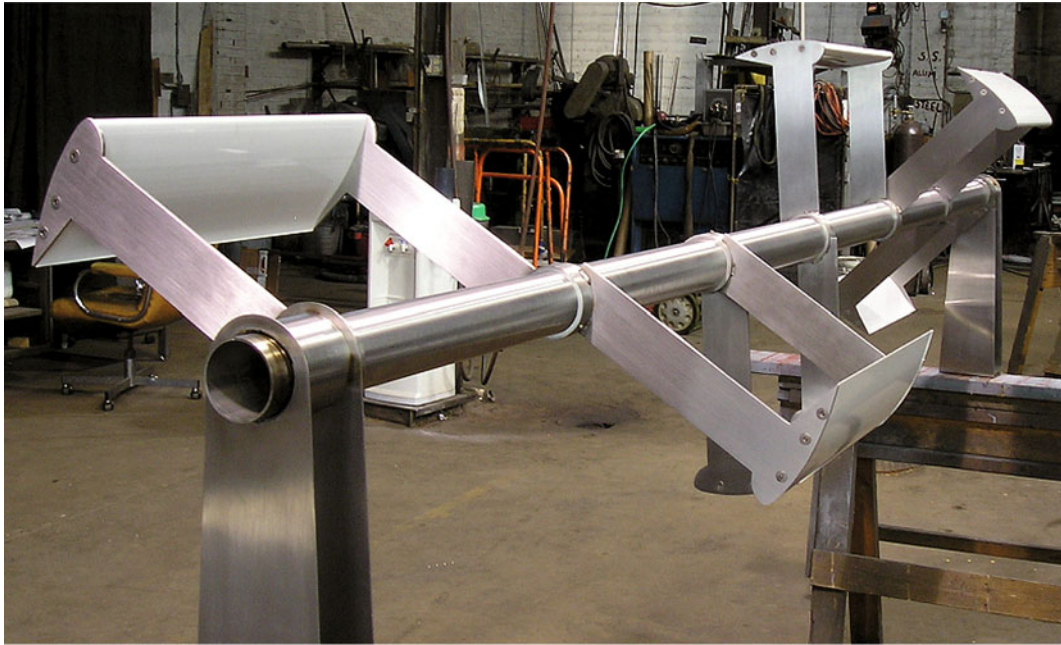


Рис. 2. Шестиярусная сбалансированная турбина с одной лопастью в каждом ярусе

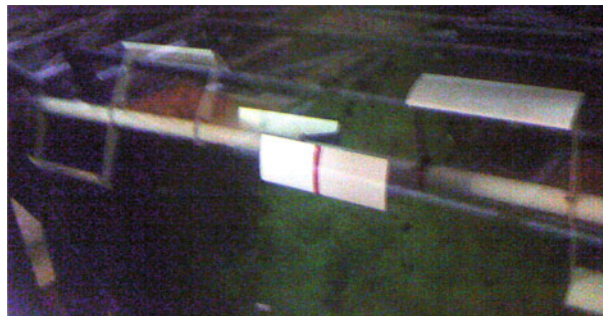


Рис. 3. Турбина в сборе с подводным генератором на постоянных магнитах

скорость лопасти 8,3 м/с. Масса лопастей  $1,65 \cdot 2,7 = 4,46$  кг.

Максимальная частота вращения под нагрузкой 226 об/мин, разгон 339 об/мин.

Круговая частота  $\Omega = 23,65$  1/s дает ускорение  $\rightarrow 18,2g \rightarrow$

Центробежная сила на одну лопасть  $1,65 \cdot 0,45 \cdot 18,2 = 13,5$  кг при разгоне 30,4 кг.

Масса трубы длиной 3 м, диаметром  $0,1 \cdot 0,0025$  м из АД 31-Т1  $2,82 \cdot 3 = 8,46$  кг.

Масса траверс сечением  $0,1 \cdot 0,003$  м из АД31-Т1  $3 \cdot 10^{-4} \cdot 2,7 \cdot 0,29 \cdot 12 = 2,82$  кг.

Общая масса турбины без опор, трансмиссии и генератора 15,74 кг.

Масса генератора 22 кг.

Максимальная нагрузка на лопасть (от оси вращения)  $74 + 13,5 = 87,8$  кг (без воды).

Максимальная нагрузка на лопасть (к оси вращения)  $224 - 13,5 = 210,5$  кг.

Средняя нагрузка на лопасть 60 кг. Максимальный прогиб лопасти 4 мм.

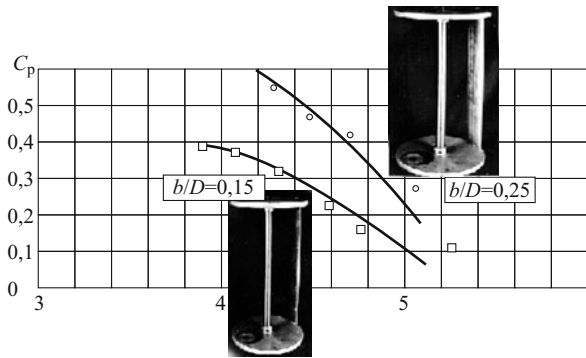


Рис. 4. Одна лопасть на диске с балансиром.

Хорда лопасти 50 мм (верхняя линия) и 30 мм (нижняя линия), профиль NACA0015,  $D = 200$  мм,  $L = 300$  мм.

Максимальная деформация вала турбины 23,5 мм.

Максимальное напряжение в алюминиевом валу 1247 кг/см<sup>2</sup>.

Диаметр вала 100 мм может ухудшить эффективность турбины. Если использовать стальную трубу 70 × 3 мм, то максимальное напряжение в ней будет 2240 кг/см<sup>2</sup>, а максимальный прогиб — 20,5 мм. Масса такой трубы длиной 3 м — 14,8 кг.

Мощность турбины рассчитывается по формуле

$$P(W) = C_{Pp}U^3DL/2 = 1000C_P(U/V)^3V^3DL/2,$$

где  $U$  — скорость потока на подходе к системе;  $D = 0,64$  м — диаметр турбины;  $L = 2,7$  м — длина турбины;  $V$  — линейная скорость лопасти.

На основе опытных данных относительная характеристика турбины может быть представлена в следующем виде (рис. 8):

$$Y = 178(X - 0,193), 0,193 < X < 0,7;$$

$$P = 89(U/V - 0,193)V^3DL = 153,8(U/V - 0,193)V^3 = 153,8UV^2 - 29,68V^3 = 0,1727Un_i^2 - 0,0011n_i^3.$$

Генератор с постоянными магнитами, примененный в комплексе с турбиной, имеет массу 22 кг

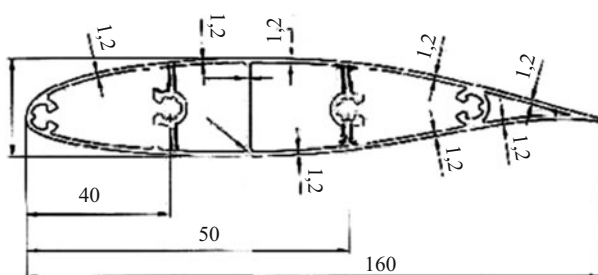


Рис. 6. Профиль и общий вид лопасти турбины

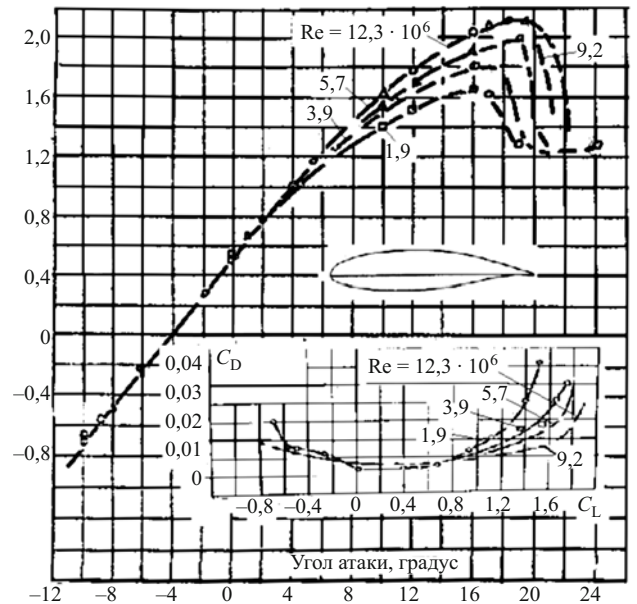


Рис. 5. Коэффициенты подъемной силы  $C_L$  и сопротивления  $C_D$  профиля GAW-1

(рис. 9). Его характеристика представлена на рис. 10.

Турбина (рис. 3) с подшипниками скольжения была испытана в гидроканале Московского филиала ЦАГИ. Турбина вместе с генератором закреплялась на глубине 0,5 м от поверхности воды под жесткой тележкой, способной двигаться вдоль канала с заданной скоростью. Измерялись частота вращения турбины, ток и напряжение в каждой фазе на клеммах генератора при различной активной нагрузке. На рис. 11 приведены характеристики генератора, выданные изготовителем и полученные при испытаниях. При испытаниях в воде напряжение на клеммах генератора получалось более низким. Результаты испытаний в канале при разной электрической нагрузке генератора представлены на рис. 12 – 14.

Общий вывод из этих опытов — схема работоспособна и эффективна. Однако вследствие большого трения в опорах турбина даже без электрической нагрузки находилась на пределе устойчивости, т.е. в точке максимальной эффективности. Это подтверждается тем, что турбина, например, при скорости 1 м/с не запускалась (ее подталкивали).





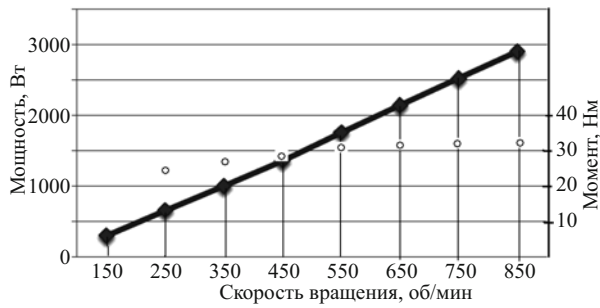


Рис. 10. График зависимости мощности и момента генератора от скорости вращения

$$n_t = 77,415U \pm \sqrt{5993U^2 - 2864,86}$$

Значение мощности генератора, отвечающее этой частоте,  $P = 3,18n_t$ , Вт. Напряжение на клеммах генератора  $0,195n_t - 11,25$ , В. Максимальная разгонная частота вращения без нагрузки на генератор

$$n_{\max} = 155,4U \text{ об/мин}$$

Приведем результаты расчетов по этим формулам, показывающие, что без использования мультипликатора выдаваемая мощность существенно ниже возможностей системы:

Скорость потока, м/с	1	1,5	2	2,5
Максимум частоты вращения турбины, об/мин	155	233	311	388
при максимальной нагрузке	133	180	223	263
минимально допустимая	104	156	208	260
Максимальная мощность, Вт	424	574	708	838
Напряжение при максимальной нагрузке, В	15	24	32	40
Сила тока, А	28	24	22	21
Напряжение на клеммах без нагрузки, В	19	34	49	64
Нагрузка (балластное сопротивление), Ом	0,5	0,7	1,4	1,9

Конечно, в этом случае (при прямом подсоединении генератора к турбине, без мультипликатора) возможности турбины и генератора используются не в полной мере. Например, при скорости потока 2 м/с вместо возможных 5 кВт (при передаточном отношении 7 – 8) имеем только 0,7 кВт. В качестве генератора может быть использован и обычный трехфазный двигатель с короткозамкнутым ротором, объединенный с планетарным редуктором (мотор-редуктор). Схема включения асинхронного генератора в качестве двигателя требует регулируемых конденсаторов (рис. 15). Можно подобрать емкость так, чтобы номинальное напряжение и мощность асинхронного генератора равнялись соответ-

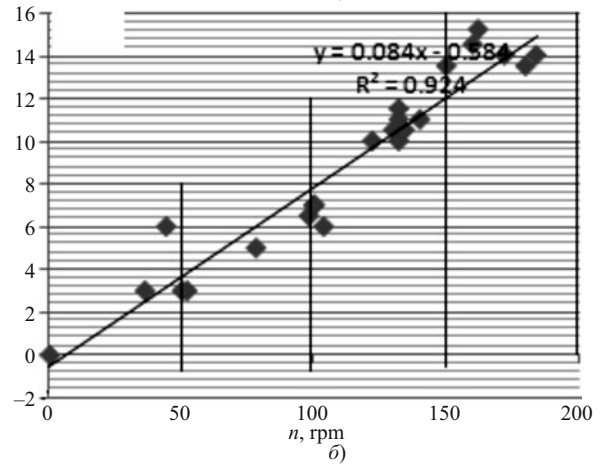
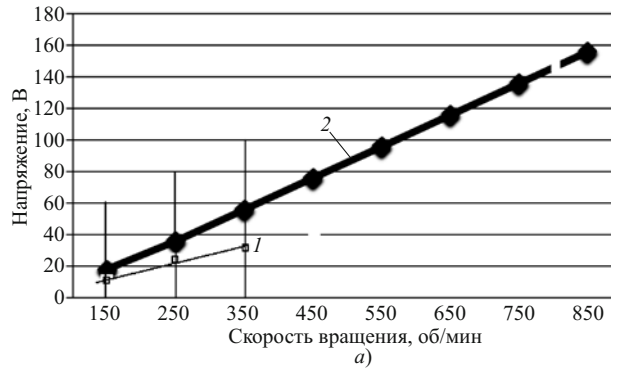


Рис. 11. Графики зависимости напряжения от скорости вращения: а — сравнение паспортных (1) и опытных (2) данных; б — опыты при разной нагрузке (∞, 2, 4 Ом)

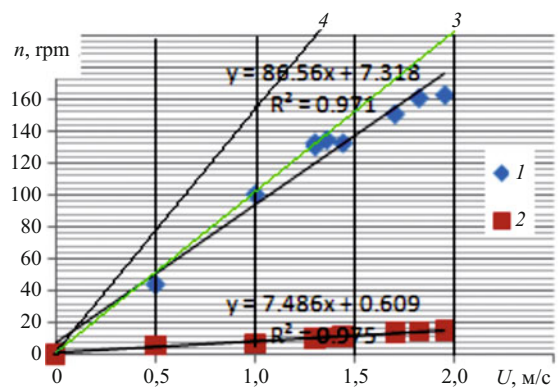
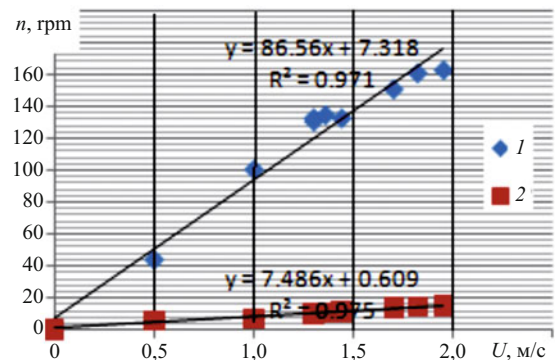


Рис. 12. Скорость вращения турбины (1) и напряжение на генераторе (2) в функции скорости протяжки турбины в гидроканале ЦАГИ без нагрузки; 3 — линия максимальной мощности; 4 — разгонная частота по лабораторным испытаниям

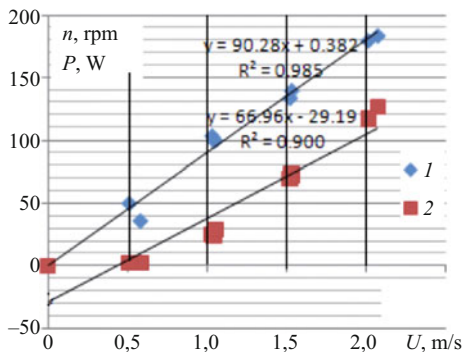


Рис. 13. Скорость вращения турбины (1) и мощность на клеммах генератора (2) при нагрузке 2 Ом

ственно напряжению и мощности при работе его в качестве электродвигателя (таблица).

Как видно из данных таблицы, индуктивная нагрузка на асинхронный генератор, понижающая коэффициент мощности, вызывает резкое увеличение потребной ёмкости. Для поддержания напряжения постоянным с увеличением нагрузки необходимо увеличивать и ёмкость конденсаторов, т.е. подключать дополнительные конденсаторы. Это обстоятельство надо рассматривать как недостаток асинхронного генератора. В любом варианте получаемый переменный ток подлежит выпрямлению, например, по стандартной автомобильной схеме с включением реле напряжения, обеспечивающим постоянное напряжение (12 или 24 В), используемое потребителем или направляемое в инвертор для получения тока стандартной частоты и напряжения.

Особенностью турбины является необходимость контроля нагрузки, так как при превышении некоторого максимума турбина может остановиться. Поэтому система автоматики должна контролировать нагрузку по частоте вращения турбины; по мере роста нагрузки частота вращения уменьшается. Контрольное значение минимальной частоты вращения составляет 2/3 от максимальной разгонной частоты турбины при данной скорости потока.

Пара агрегатов с противоположным направлением вращения турбин может быть объединена в микроГЭС (рис. 16).

При большой глубине потока с использованием тех же конструктивных элементов (лопасти, вал, генератор) могут быть эффективными турбины с двумя или тремя лопастями в одном ярусе. Двухлопастная турбина диаметром от 1,3 до 1,6 м с семью

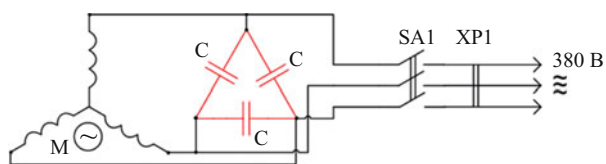


Рис. 15. Схема включения асинхронного генератора в качестве двигателя

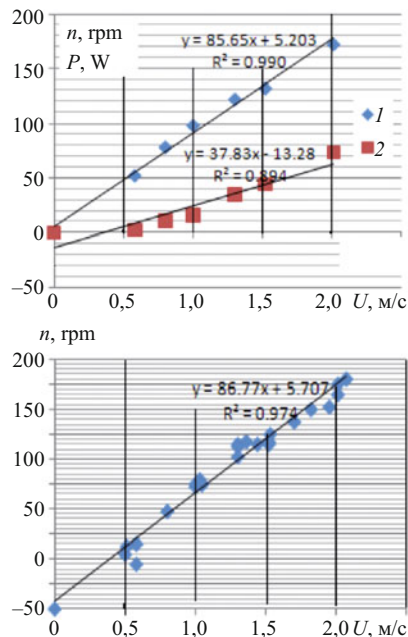


Рис. 14. Скорость вращения турбины (1) и мощность на клеммах генератора (2) при нагрузке 4 Ом (вверху), внизу — все опыты (при разной нагрузке)

ярусами (рис. 17) полностью сбалансирована относительно инерционных и гидродинамических сил. Ее эффективность уступает однолопастной машине (рис. 18), но мощность при почти одинаковой длине турбины может быть вдвое больше. Если  $V = 2,8U$ :

$$n_t = 33,4U;$$

$$P (kW) = 0,36U^3 \cdot 0,45 \cdot 1,6/2 = 0,91U^3.$$

При скорости потока 1; 1,5 или 2 м/с возможная мощность турбины 0,9; 3 или 7 кВт. Сбалансированная турбина с такой же схемой, но более эффективная может иметь диаметр 1,08 м (Гидро 108).

При наличии изменчивости направления течений целесообразно увеличивать диаметр турбины и количество лопастей, уменьшая длину турбины, располагаемой вертикально (рис. 19). Максимальная мощность этой турбины

$$P = 0,42U^3 \cdot 0,9 \cdot 1,6/2 = 0,3U^3.$$

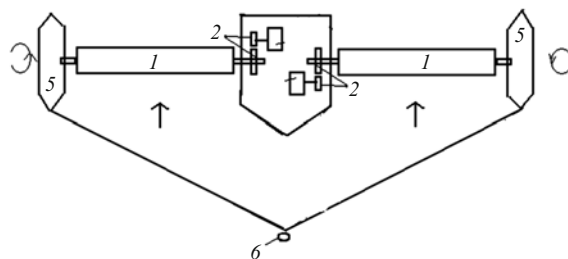


Рис. 16. Схема микроГЭС: 1 — турбина (2,7 × 0,64 м<sup>2</sup>); 2 — сменные шестерни; 3 — генератор с выпрямителем и реле напряжения; 4 — энергетический понтон; 5 — балластный понтон; 6 — якорь

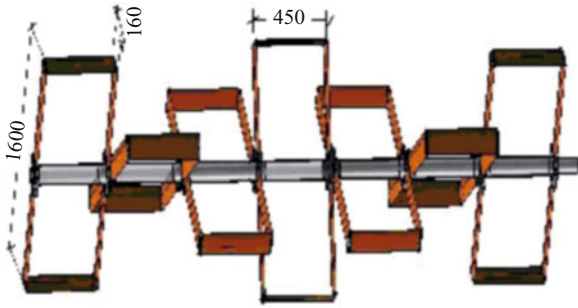


Рис. 17. Полностью сбалансированная турбина с двумя лопастями в каждом ярусе

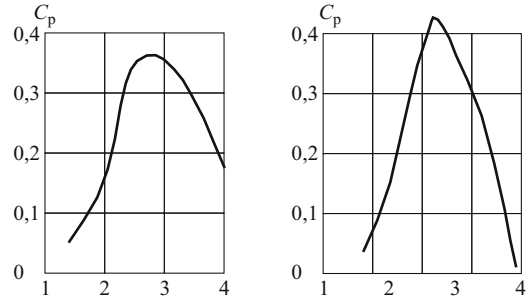


Рис. 18. Эффективность двухлопастной турбины диаметром 1,6 м (слева) и 1,08 м (справа)

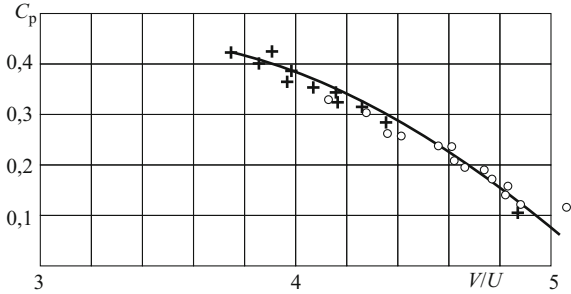


Рис. 19. Короткая гидротурбина диаметром 1,6 м с тремя лопастями в ярусе (слева) и ее эффективность (справа)

Мощность генератора, кВт · А	Холостой ход		Полная нагрузка			
	ёмкость, мкФ	реактивная мощность, квар	cos = 1		cos = 0,8	
			ёмкость, мкФ	реактивная мощность, квар	ёмкость, мкФ	реактивная мощность, квар
2,0	28	1,27	36	1,63	60	2,72
3,5	45	2,04	56	2,54	100	4,53
5,0	60	2,72	75	3,40	138	6,25
7,0	74	3,36	98	4,44	182	8,25
10,0	92	4,18	130	5,90	245	11,1
15,0	120	5,44	172	7,80	342	15,5

При оптимальной частоте вращения  $n_t = 45,4U$ .

В любом варианте длина лопастей может быть при необходимости увеличена в пределах, допускаемых условиями прочности, с соответствующим увеличением мощности агрегата. Испытания лопасти на изгиб показали, что остаточные деформации начинают появляться при изгибающих моментах, больших 78,8 кгм. Это позволяет увеличить длину лопастей в 2 – 2,2 раза с пропорциональным увеличением мощности агрегата — в основном варианте с однолопастными лопастями — до 2 – 3 кВт в простейшей схеме без мультипликатора.

При необходимости любая из турбин может быть надежно защищена цилиндрической сеткой, опирающейся на вал турбины и самостоятельно

сбрасывающей мусор с напорной стороны за счет поворота вокруг оси, вызываемого неустойчивостью такого нагружения.

### Вывод

Разработаны, испытаны и подготовлены к серийному производству несколько типов ортогональных гидротурбин для получения электроэнергии на реках без плотин. Основой серийного производства турбин является лопасть оптимального профиля с хордой 160 мм. Единичная мощность турбин в потоке со скоростью 2 м/с от 5 до 10 кВт. Эффективной может быть электростанция из двух соосных турбин, вращающихся в противоположном направлении.

### Анализ материалов Акта технического расследования причин аварии на Саяно-Шушенской ГЭС

Гурьев А. П., кандидат техн. наук

(Московский государственный университет природообустройства)

Комиссией, проводившей изучение причин аварии на Саяно-Шушенской ГЭС, опубликован “Акт технического расследования причин аварии, произошедшей 17 августа 2009 года в филиале Открытого Акционерного Общества “РусГидро” — “Саяно-Шушенская ГЭС имени П. С. Непорожного”, выложенный в Интернете. По существу, в Акте констатировался факт разрушения 2-го гидроагрегата из-за повышенной вибрация вала и частичной или полной потери несущей способности 49 из 80 шпилек, крепящих крышку турбины 2-го агрегата, разрушение которых произошло по резьбовым участкам размещения гаек.

На стр. 63 Акта сказано: “Как видно из сопоставления данных двух приведенных в тексте таблиц ГА-2, с 08 час. 00 мин. до 08 час. 13 мин. увеличилась на 240 мкм (с 600 до 840 мкм при максимальном значении до 160 мкм), давление в отсасывающей трубе с 1,0 до 1,2 кгс/см<sup>2</sup>, давление под крышкой с 3,4 до 3,5 кгс/см<sup>2</sup>, все это происходило на фоне снижения мощности с 600 МВт до 475 МВт”. Но при этом не сформулированы причи-

ны повышенной вибрации 2-го агрегата и связь между ослаблением несущей способности шпилек крепления крышки его турбины и аналогичными разрушениями других гидроагрегатов. В таблице на стр. 22 – 24 Акта прослежена история неблагоприятного поведения 2-го агрегата с момента пуска его в работу в 1980 г. Уже с самого начала работы на этом агрегате амплитуда вибрации подшипника крышки турбины доходила до 2 мм, что почти в 2,5 раза превосходило амплитуду вибрации в момент аварии. Следствием этой вибрации были многократные поломки различных конструктивных элементов крышки турбины и его подшипника, вплоть до обрыва косынок дополнительного крепления корпуса к крышке турбины. Однако причины этих вибраций не были обнаружены, несмотря на повторяющиеся разрушения ранее ремонтируемых элементов. Сделано лишь предположение, что эти вибрации происходили “в результате гидравлического небаланса РК”. Гидравлический дисбаланс возможен по двум причинам: из-за неравномерного распределения удельных расходов по периметру на-

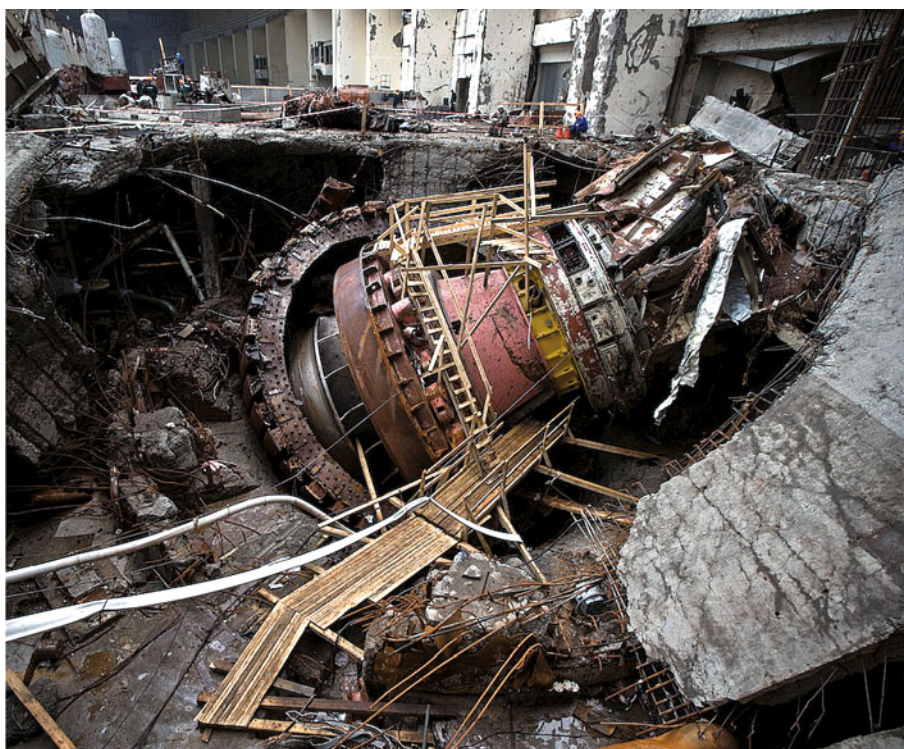


Рис. 1. Разрушения агрегата 2



правляющего аппарата и из-за неодинакового гидродинамического давления на лопатки рабочего колеса.

При неравномерном распределении удельных расходов по периметру направляющего аппарата появляется постоянный повышенный изгибающий момент в плоскости оси вращения турбины в секторе с большими удельными расходами по сравнению с изгибающим моментом в секторе с меньшими удельными расходами. Этот дисбаланс проявляется в одностороннем износе направляющего подшипника турбины со стороны, противоположной сектору с большими удельными расходами и переменной нагрузки на лопастях турбины. В Акте констатируются “трещины в верхней части выходной кромки лопасти № 1 длиной 130 мм, лопасти № 7 – 100 мм”. Особенно сильный такой дисбаланс был зафиксирован при изучении работы турбинной камеры Саратовской ГЭС.

Вторая причина дисбаланса связана с нарушением равномерного распределения удельных расходов по периметру рабочего колеса, возможно, вследствие несоблюдения идентичности профилей лопаток турбины и размеров каналов между ними. В этом случае так же появляется изгибающий момент в плоскости оси вращения турбины, но этот момент вращается вместе с турбиной, вызывая вибрацию агрегата при его работе.

Как правило, оба этих дисбаланса могут быть причиной возникновения очагов кавитации тыльных поверхностей лопастей турбины, что и было зафиксировано в Акте как “кавитационные разрушения тыльной стороны лопастей в районе входной кромки глубиной до 12 мм”. Можно предположить, что если имеются кавитационные разрушения тыльной стороны лопастей в районе входных кромок, то в нижней части лопастей они должны быть тем более, что усугубляет вибрацию агрегата.

При давлении  $3,5 \text{ кгс/см}^2$  произошло разрушение всех шпилек и перемещение агрегата № 2 вверх. Одновременно “при выходе обода рабочего колеса на отметку 314,6 рабочее колесо перешло в насосный режим и за счет запасенной энергии ротора генератора создало избыточное давление на входных кромках лопастей рабочего колеса, что привело к обрыву перьев лопаток направляющего аппарата. Через освободившуюся шахту ГА-2 вода начала поступать в машинный зал станции” (Акт, стр. 81). При этом не были выполнены расчёты остаточной несущей способности шпилек и гидродинамического давления на крышку турбины со стороны её проточного тракта. Как следует из Акта, причиной разрыва шпилек послужила повышенная вибрация гидроагрегата № 2. С такими выводами комиссии можно было бы согласиться, если бы ослабленные усталостными трещинами шпильки рас-



Рис. 2. Разрушенная лопатка направляющего аппарата

полагались в одном секторе и их разрушение привело к цепной реакции последовательной перегрузки соседних шпилек. Однако из таблицы на стр. 78. Акта видно, что почти полностью разрушенные усталостными трещинами шпильки достаточно равномерно располагались по периметру крышки турбины.

Оценим величину остаточной несущей способности шпилек 2-го агрегата. 41 шпилька имела среднюю величину 35 % несущей способности. Приведенное к несущей способности в неразрушенном состоянии их расчётное количество равно  $0,35 \cdot 41 = 14,35$ , с учётом чего приведенное к неразрушенному состоянию общее количество шпилек будет равно с учётом шпилек, не имевших гаек,  $n_{\text{расч}} = 39 + 14,35 - 6 = 47,35$  шт. Диаметр шпильки  $d_{\text{ш}} = 80 \text{ мм}$ . Расчётное сечение шпильки  $f_p = 0,9 \cdot 0,785 \cdot 82 = 45,2 \text{ см}^2$ . Если предположить допустимое напряжение  $[\sigma] = 1,4 \text{ т/см}^2$ , как для стали 3, то несущая способность шпилек  $N = 1,4 \cdot 45,2 \cdot 47,35 = 2996 \text{ т}$ .

Вес ротора, турбины и металлоконструкций около 1788 т. Суммарная вертикальная расчётная нагрузка  $N_c = 2996 + 1788 = 4784 \text{ т}$ .

С учётом коэффициента запаса несущая способность шпилек  $N_{c3} = 1,25 \cdot 2996 + 1788 = 5533 \text{ т}$ , а с учётом предела текучести материала шпилек  $N_T = 2,8 \cdot 45,2 \cdot 47,35 + 1788 = 7780 \text{ т}$ .

Диаметр крышки турбины по осям размещения шпилек  $D_{\text{кр}} = 9,2 \text{ м}$ , что составляет площадь крышки  $F_{\text{кр}} = 66,4 \text{ м}^2$ . При среднем давлении воды на крышку  $p = 3,5 \text{ кгс/см}^2 = 35 \text{ тс/м}^2$  (в соответствии с Актом) сила давления на крышку была  $P = 35 \cdot 66,4 = 2325,5 \text{ т}$ . Сопоставляя с остаточной несущей способностью шпилек 2996 т, даже без учёта пригрузки весом металлоконструкций, а тем более с учётом пригрузки и предела текучести материала шпилек перед их разрушением, видно, что



Рис. 3. Генератор 7-го агрегата

рабочее гидродинамическое давление на крышку турбины никак не могло быть причиной аварии агрегата № 2. Тем более этим невозможно объяснить характер разрушений узлов и конструкций этого гидроагрегата (рис. 1).

Такой характер разрушения спиц обода ротора генератора возможен только при наличии скручивающего момента. Поскольку спицы загнуты против вращения турбины, то из этого следует, что причиной разрушения спиц было торможение ротора генератора при вращающейся турбине. Одной из наиболее вероятных причин торможения ротора могло явиться трёхфазное короткое замыкание обмоток статора генератора, при котором по законам самоиндукции возникает магнитное поле, направленное против направления тока, его вызвавшего. Под действием этого поля неизбежна почти мгновенная остановка ротора. Второй возможной причиной остановки вращения ротора могло быть его несанкционированное торможение тормозной системой. Эти причины лежат на поверхности, но, возможно, имелись и другие причины. Неоспоримым остаётся факт, что такой характер разрушения ротора возможен только при его резком торможении. В любом случае продолжительность импульса торможения находится в пределах нескольких десятых долей секунды.

При торможении ротора генератора тормозящий импульс сразу же передался на турбину в виде скачкообразного снижения частоты вращения, что повлекло изменение расхода в ней и её водоводе. Изменение расхода в напорном водоводе всегда сопровождается гидравлическим ударом. Величина

этого гидравлического удара зависит от соотношения времени изменения расхода и времени  $t_{\phi}$ , в течение которого волна гидравлического удара дойдёт до входа в трубопровод и вернётся обратно в сечение возникновения гидравлического удара. Время  $t_{\phi}$  равно

$$t_{\phi} = \frac{2L}{c} = \frac{2 \cdot 242}{1000} \approx 0,5 \text{ с},$$

где  $L = 242$  м — длина турбинного водовода;  $c \approx 1000$  м/с — скорость распространения волны гидравлического удара.

Перед аварией мощность 2-го агрегата составляла  $N = 475$  МВт при расходе  $256$  м<sup>3</sup>/с, которому соответствовала скорость воды в трубопроводе порядка  $5,8$  м/с. Уменьшение скорости всего на  $20$  % приводит к возникновению гидравлического удара с давлением

$$\Delta p = \gamma \frac{\Delta V c}{g} = \frac{1,16 \cdot 1000}{9,81} = 118 \text{ т/м}^2.$$

С учётом коэффициента динамичности и рабочего гидродинамического давления сила давления воды на крышку турбины при гидравлическом ударе будет

$$\Delta P = k_d f \Delta p + P_{\text{гд}} = 2 \cdot 118 \cdot 66,4 + 2325,5 = 17996 \text{ т},$$

что более чем в 2 раза превосходит остаточную несущую способность шпилек даже с учётом предела текучести шпилек.

После того как была сорвана крышка турбины, в образовавшийся зазор между крышкой турбины и стенкой опорного стакана статора генератора стала поступать вода под рабочим давлением 192 м. Зазор между крышкой турбины и стенкой опорного стакана статора генератора составлял около 0,15 м (определено по чертежу турбины Саяно-Шушенской ГЭС), чему соответствовала площадь щели  $f_{щ} = 4,47 \text{ м}^2$ . С гидравлической точки зрения протекание воды в этом зазоре можно рассматривать как истечение через отверстие с односторонним сжатием с коэффициентом расхода  $\mu = 0,7$ . В этом случае в первый момент в подгенераторную полость опорного стакана стала поступать вода с расходом  $200 \text{ м}^3/\text{с}$ . Объём этой полости составлял около  $290 \text{ м}^3$ , так что она заполнилась немногим более чем за секунду. После заполнения этой полости вода из стакана начала выливаться через проход в стенке стакана, площадь которого была около  $2,1 \text{ м}^2$ . По мере увеличения давления в стакане расход через зазор между крышкой турбины и стенкой опорного стакана снижался, а через проход расход увеличивался. Через некоторое время должно было установиться равенство этих расходов. Решение этого равенства даёт снижение расхода до  $17,5 \text{ м}^3/\text{с}$  и повышение давления в стакане под ротором генератора до 181 м. При попадании воды в зазор между ротором и статором генератора это гидростатическое давление начало воздействовать на обечайку статора. По котельной формуле определения радиального давления его величина должна составлять порядка  $P_{\text{рад}} = pDh = (0,9 \cdot 181) \cdot 13 \cdot 3,7 = 7823 \text{ т}$ . Приняв толщину стакана статора  $30 \text{ мм} = 3 \text{ см}$ , получаем площадь сечения двух стенок в диаметральной плоскости  $f_{\text{ст}} = 2 \cdot 3 \cdot 370 = 2220 \text{ см}^2$ . Приняв предел текучести стали стенок  $\sigma_{\text{т}} = 2100 \text{ кг/см}^2 = 2,1 \text{ т/см}^2$ , получим несущую способность стенок стакана статора  $N_{\text{ст}} = 2,1 \cdot 2220 = 4662 \text{ т}$ , что почти в 1,7 раза меньше силы радиального давления.

Такая же участь постигла и опорный стакан статора 2-го агрегата, от которого мало что осталось (рис. 2).

Вызывает некоторое удивление и следующее утверждение Акта: “При выходе обода рабочего колеса на отметку 314,6 рабочее колесо перешло в насосный режим и за счет запасенной энергии ротора генератора создало избыточное давление на входных кромках лопастей рабочего колеса, что привело к обрыву перьев лопаток направляющего аппарата”. Если принять эту гипотезу, то все отломанные от верхних цапф лопатки направляющего аппарата должны были бы находиться в улитке



Рис. 4. Вид на генератор 7-го агрегата из подгенераторного помещения

турбинной камеры. Но часть лопаток лежала среди обломков конструкций в подгенераторном помещении (рис. 3). Скорее всего, разрушение лопаток происходило следующим образом. При подъёме крышки турбины на 0,3 м нижние опорные цапфы лопаток вышли из гнезд и лопатки начали работать как консоли. Площадь лопаток составляла примерно  $f_{\text{л}} = 1,17 \cdot 1,5 = 1,75 \text{ м}^2$ , а сила гидродинамического давления на одну лопатку  $P_{\text{гд}} = 212 \cdot 1,75 = 370 \text{ т}$ .

При выходе нижней цапфы из гнезда изгибающий момент в верхней цапфе составлял

$$M_{\text{вц}} = 0,5 \cdot 1,17 \cdot 370 = 216 \text{ тм} = 2,16 \cdot 10^7 \text{ кгсм}.$$

При диаметре цапфы 30 см момент сопротивления  $W = \frac{\pi d_{\text{ц}}^3}{32}$ . С учётом коэффициента динамичности  $k_{\text{д}} = 2$  при выходе нижней цапфы из гнезда напряжения изгиба будут

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M}{W} = \frac{2 \cdot 32 \cdot 2,16 \cdot 10^7}{3,14 \cdot 27 \cdot 10^4} = 16306 \text{ кг/см}^2,$$

что в десятки раз превосходит предел прочности на растяжение для чугуна, из которого, судя по структуре излома цапфы, выполнены лопатки. После отрыва лопаток вода получила беспрепятственный доступ в турбину, и даже при её подъёме из камеры рабочего колеса и поступлении части воды в подгенераторную шахту энергии потока было достаточно, чтобы она продолжала работу в турбинном режиме, что ставит под сомнение предположение о её насосном режиме работы.

Принятые в расчётах исходные данные, по существу, являются экспертными и при детальном анализе, несомненно, могут быть изменены. Но порядок полученных расчётами величин останется тем же, и они не противоречат характеру разруше-



Рис. 5. Генератор 9-го агрегата

ний конструкций. К сожалению, в Акте даже нет намёков на такой анализ.

Ещё большее непонимание вызывает само название Акта, которое претендует на объяснение причин всех разрушений, а не только агрегата № 2. Естественно, возникает вопрос (если ограничиваться объёмом информации Акта): какая связь между усталостным разрушением шпилек крепления крышки турбины 2-го агрегата с аналогичным разрушением статоров 7, 9, 10-го агрегатов? На стр. 83 – 84 Акта отмечено: “ГА-7 — разрушены статор генератора, крестовина... ГА-9 — разрушены статор генератора, крестовина... ГА-10 — повреждены обмотки ротора и статора генератора; крестовина, фиксирующая подшипник генератора, повернута на полметра...”. Если так подробно описаны дефекты шпилек 2-го агрегата и ни слова не сказано о состоянии шпилек остальных агрегатов, то напрашивается вывод, что с теми шпильками было всё в порядке и никаких разрушений, подобных разрушениям 2-го агрегата, быть не должно! В Интернете имеется съёмка, на которой запечатлён процесс протекания коротких замыканий на 7-м агрегате. По всей видимости, на нём последовательно происходили короткие замыкания всех трёх фаз. По отдельности спицы ротора выдерживали гидравлические удары, вызванные торможением ротора токами самоиндукции от замыкания одной фазы. Но

последовательное торможение турбины толчками от замыканий было аналогично процессу закрытия регулирующего органа напорного трубопровода и проявлению предельного удара, при котором максимальное давление создаётся в конце процесса закрытия регулирующего органа. А дальше процесс проходил по описанному для агрегата № 2 сценарию, в результате которого так же был разрушен статор 7-го генератора. На рис. 3 видно, что сорвана, но не разрушена крестовина верхнего направляющего подшипника генератора.

На рис. 4 показан вид из подгенераторного помещения на генератор 7-го агрегата, где имеется развёртка статора. В то же время отсутствуют даже следы обечайки статора, как и на 2-м агрегате.

Судя по приведенной выше выдержке из Акта, аналогичная картина разрушений имеется и в 9-м и 10-м агрегатах. На рис. 5 показан генератор 9-го агрегата.

Таким образом, примерно так должна бы выглядеть беспристрастная экспертиза причин и последствий аварии Саяно-Шушенской ГЭС. Последствия этой аварии трагичны, но подробный анализ её причин и последствий является ценным материалом для учёта возможных ситуаций как при проектировании гидромеханического оборудования, так и при инженерных решениях строительных сооружений и конструкций.

## Рецензия на статью Гурьева А. П. Анализ материалов Акта технического расследования причин аварии на Саяно-Шушенской ГЭС

Тема статьи актуальная, имеет практический интерес для инженеров-гидроэнергетиков и ее публикация целесообразна. Однако рецензент вынужден высказать свою точку зрения по некоторым вопросам, изложенным в статье, и выводам, сделанным автором.

Предположение о том, что характер разрушения спиц ротора возможен только при наличии скручивающего момента, правильное. Но с предположением автора, что это могло произойти либо в результате трехфазного короткого замыкания обмотки статора генератора, либо несанкционированного торможения ротора гидрогенератора, согласиться нельзя.

Внезапное трехфазное короткое замыкание (КЗ) на шинах генератора достаточно частое событие в практике эксплуатации всех электростанций, и все генераторы на это рассчитываются. При выдаче технического задания на проектирование генератора заказчик задает величину махового момента, обеспечивающего динамическую устойчивость генератора во всех переходных процессах в электрической сети. Для гидрогенераторов Саяно-Шушенской ГЭС динамический момент инерции составляет  $102\ 000\ \text{тм}^2$ . На гидроагрегате № 1 Саяно-Шушенской ГЭС проводились нетиповые испытания по специальной программе, в том числе и внезапные трехфазные КЗ на шинах генератора. Один из опытов проводился при напряжении на статоре  $U_n$  — 1,05 о.е. КЗ проводились как “глухие”, т.е. про-

цесс протекал до установившегося тока в статоре без отключения его выключателем от действия защиты, в исследовании этого режима они были выведены. В этом режиме заметного колебания частоты тока, а следовательно, и оборотов турбины выявлено не было, регулятор скорости турбины удерживал ее на номинальных оборотах.

Остановить агрегат путем несанкционированного включения тормозной системы практически и даже теоретически невозможно в связи с большим маховым моментом вращающихся частей. Остановка агрегата возможна только при снижении оборотов до 20 % от номинальных. Включение системы торможения при номинальных оборотах может привести только к сгоранию тормозных колодок и задымлению машинного зала. Этот факт многократно проверен на всех гидроэлектростанциях, включая и Саяно-Шушенскую ГЭС, в результате ошибочных действий оперативного персонала.

Скручивание спиц ротора на ГА № 2 произошло после срыва крышки турбины и вращающихся частей с опорного кольца. Была потеряна фиксация турбинного подшипника, поскольку он установлен на крышке; при этом ротор генератора, имеющий большой маховый момент, продолжал вращаться в режиме “юлы”. Воздушный зазор между ротором и статором генератора составляет около 20 мм, поэтому полюса, зацепившись за активную сталь статора, начали разрушение генератора и всего того, что видно на снимке (рис. 1).

*Стафиевский В. А.*

## Ответ на рецензию В. А. Стафиевского

Сущность замечаний рецензента состоит в сомнениях по поводу справедливости предположений автора относительно причин, вызвавших деформацию спиц ротора 2-го агрегата и их отрыв ротора генератора. Основанием сомнений в этих причинах послужили тестовые испытания работы гидрогенераторов на трехфазовое короткое замыкание и практика торможения гидроагрегата после снижения частоты вращения на 80 % от номинальной.

Одновременно рецензентом выдвинуто предположение, что “скручивание спиц ротора на ГА № 2 произошло после срыва крышки турбины и вращающихся частей опорного кольца. Была потеряна фиксация турбинного подшипника, поскольку он установлен на крышке; при этом ротор генератора, имеющий большой маховый момент, продолжал вращаться в режиме “юлы”. Воздушный зазор между ротором и статором генератора составляет около 20 мм, поэтому полюса, зацепившись за активную сталь статора, начали разрушение генератора и все-

го того, что видно на снимке (рис. 1)”. На эти замечания автор имеет сообщить следующее.

1. Фактический характер деформаций и разрушения спиц ротора ГА № 2 является следствием торможения или полной остановки ротора при вращающейся турбине. Наиболее вероятными причинами торможения или полной остановки ротора могут быть только принятые автором: их появление наиболее вероятно порознь и менее вероятно одновременно. Справедливость замечаний относительно возможной недостаточности только для КЗ не подвергается сомнению, что подтверждается характером разрушения 7-го и 9-го агрегатов, что и отмечено в статье. Тем не менее реальное течение аварии на 2-м агрегате могло происходить гораздо в более жестком режиме, чем был задан во время тестовых испытаний, что не опровергает предпосылку автора одной из наиболее вероятных причин торможения ротора.

2. Что касается предположений рецензента о возможной причине видимого характера разрушений спиц ротора, то с ними трудно согласиться по следующим причинам.

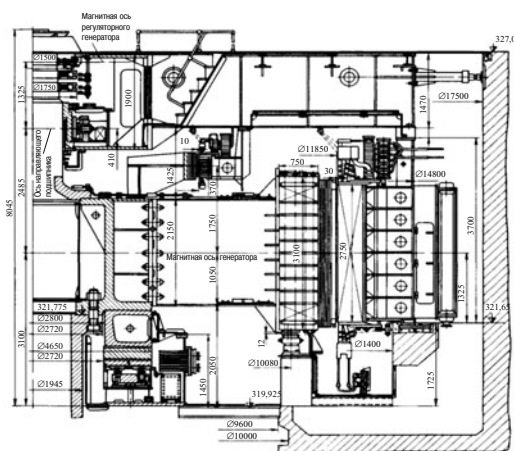


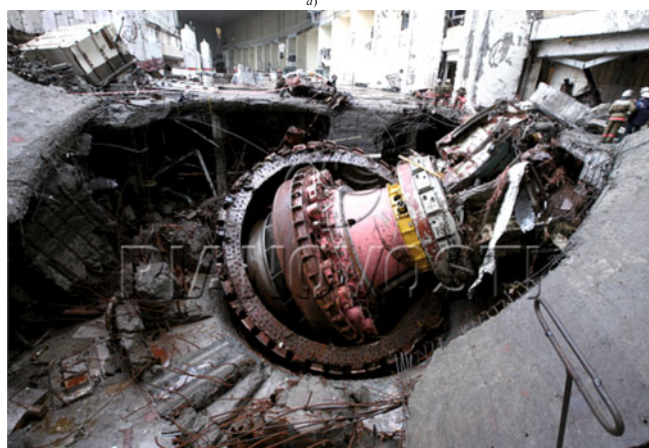
Рис. 1. Продольный разрез гидрогенератора СШГЭС



а)



Рис. 2. Гидроагрегат № 2



б)

Рис. 3. Гидроагрегат № 2 после откачки воды

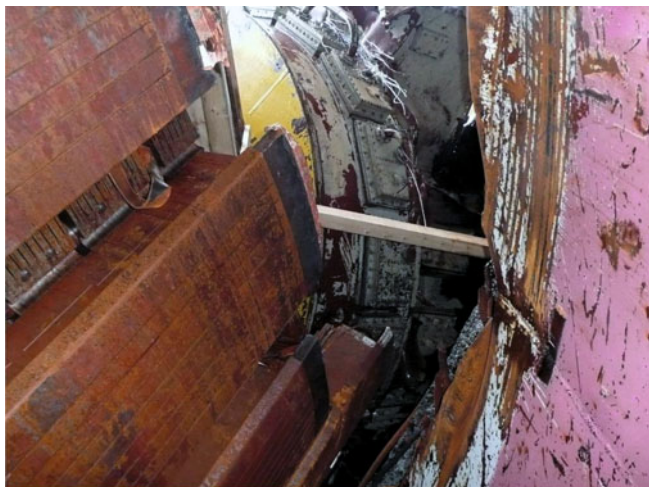


Рис. 4. Состояние обмоток ротора гидроагрегат № 2

На рис. 1 приведен продольный разрез гидрогенератора СШГЭС.

На чертеже показан зазор между статором и ротором, который равен 30 мм, а также показана толщина полюсов ротора, которая равна 750 мм. Полюса ротора и статора набираются из пластин трансформаторного железа толщиной 0,5 мм и по сравнению с несущей конструкцией представляют собой весьма мягкий материал. На рис. 2 и 3 показан разрушенный гидроагрегат № 2 с других ракурсов до и после откачки воды, на которых хорошо видно состояние железа полюсов ротора, а на рис. 4 показано состояние полюсов ротора. На этих снимках видно (что удивительно!), что повреждения полюсов весьма незначительны: видны незначительные повреждения верха некоторых полюсов, что никак не может быть причиной скручивания, а тем более отрыва спиц.

На рис. 5 представлен чертёж рабочего колеса турбины СШГЭС с крышкой турбины, опорным подшипником и “корзиной”, в которой он установлен, а на рис. 6 показана крышка турбины с турбиной и “корзиной”, в которой помещён турбинный подшипник гидроагрегата № 2. На всех снимках агрегата № 2 видно, что “корзина”, которая установлена на крышке турбины и под которой находится опорный подшипник, после аварии составляет еди-

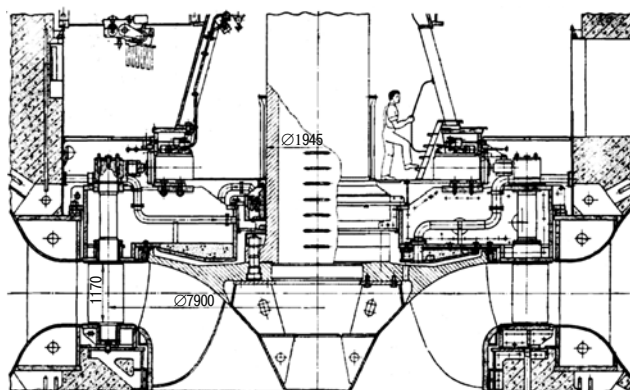


Рис. 5. Чертёж рабочего колеса турбины СШГЭС из книги “Гидроэнергетические установки” под редакцией Д. С. Щавелева. Ленэнергоиздат, Ленинградское отделение, 1981 г.



Рис. 6. Крышка турбины с турбиной и “корзиной”, в которой помещён турбинный подшипник гидроагрегата № 2

ное целое. При этом следует отметить, что всё-таки причиной срыва крышки турбины был гидравлический удар в трубопроводе вследствие торможения ротора, а не наоборот.

Учитывая изложенное, не могу согласиться с необходимостью изменения нашего взгляда на причины, обусловившие характер деформации спиц агрегата № 2.

Гурьев А. П.

# О расчетах гидроакустической устойчивости Яли, Тери и Ирганайской гидроэлектростанций

Лобановский Ю. И., кандидат физ.-мат. наук (ЗАО “НЦИТ “Интертех”)

В статье [1] описывалась гидроакустическая неустойчивость высоконапорной ГЭС с радиально-осевыми турбинами, т.е. возбуждение катастрофических автоколебаний в ее водоводах. Были также приведены два списка высоконапорных ГЭС с мощностями единичного радиально-осевого агрегата не ниже 100 МВт, существующих и строящихся по всему миру, которые, по мнению автора данной статьи, входят в зону гидроакустического риска. Это означает, что гидроэлектростанции из этих списков при некотором соотношении конструктивных параметров могли бы быть или стать после завершения их строительства гидроакустически неустойчивыми, вследствие чего при неблагоприятном стечении обстоятельств на них могут возникнуть инциденты, подобные тем, что случились на гидроэлектростанциях Саяно-Шушенской, Нурекской или Памир-1 [2, 3]. Данный вывод был сделан на основании самых общих и неполных характеристик конструкции ГЭС, какие только можно получить в Интернете для более чем 50 гидроэлектростанций, разбросанных по всему миру. Следует отметить, что невхождение какой-либо гидроэлектростанции в эти списки, особенно если она деривационного типа или является гидроаккумулирующей, или имеет мощность агрегата ниже 100 МВт, не гарантирует ее гидроакустическую устойчивость.

После получения от главных инженеров проектов при посредничестве Г. Г. Лапина необходимого набора точных и полных данных по напорным системам и отводящим трактам гидроэлектростанций Яли, Тери и деривационной Ирганайской (которой в тех списках не было) автором был проведен цикл расчетов их гидроакустической устойчивости и получены интересные результаты, качественно уточняющие представления об исследуемых явлениях при определенных, ранее не рассматриваемых конструктивных характеристиках станций. Из анализа расчетов следует, что эти три станции должны быть гидроакустически устойчивыми, так как первые две имеют очень длинные отводящие тракты, что приводит к дополнительным ограничениям на гидроакустическую неустойчивость напорных систем. Подобные подземные гидроэлектростанции, где за отсасывающими трубами существуют отводящие туннели, длина которых соизмерима с длиной напорных водоводов, до сих пор никогда не оценивались по критерию гидроакустической устойчивости. Ранее рассмотренные гидравлические напорные системы ГЭС характеризовались тем, что дли-

на их отсасывающих труб составляла не более четверти от общей длины напорной системы (Чиркейская ГЭС). Расчеты впервые показали, что у станций с близкими по длине напорной и подпорной частями водоводов имеется несколько неожиданный и приятный бонус: их гидроакустическая устойчивость близка к абсолютной. Ирганайская ГЭС по проведенным расчетам показала устойчивость в связи с общим набором конструктивных параметров, выбранных ее проектировщиками.

На основании выполненных расчетов по точным данным были сделаны следующие выводы:

1. Когда подпорные участки гидравлической системы станции (отсасывающая труба и отводящие туннели ГЭС) близки по длине к напорным участкам или даже длиннее их, на первой моде появляется дополнительное условие возбуждения автоколебаний, которое на ГЭС такой конструкции препятствует возникновению автоколебаний в их напорных системах, а на более высоких модах возможность возбуждения автоколебаний серьезно затрудняется.

2. Вследствие этого эффекта напорная система ГЭС Тери, в соответствии с проведенными оценками, является гидроакустически устойчивой, т.е. в ней невозможно возбуждение автоколебаний.

3. По той же причине напорная система ГЭС Яли устойчива на переходных режимах (в области нерекондованной работы) и практически устойчива в достаточно широком диапазоне режимов повышенной мощности, что подтверждается работой ее агрегатов с очень умеренными уровнями вибраций.

4. Ирганайская ГЭС вследствие своих конструктивных особенностей по проведенным оценкам также гидроакустически устойчива на модах колебаний не выше пятой. Более высокие моды, в соответствии с общими воззрениями теории колебаний, в данных колебательных системах возбуждаться не должны.

5. Для верификации и уточнения приведенных в п. 2 – 4 предварительных выводов необходимо провести экспериментальные исследования на ГЭС Яли, Тери и Ирганайской.

6. Чтобы определить, какие из списка мощных высоконапорных ГЭС, входящих в зону гидроакустического риска и приведенных в [1], в действительности могут оказаться гидроакустически неустойчивыми, необходимо иметь точные данные по их конструкции и параметрам напорной и отводящей систем ГЭС. Нужно знать мощность агрегата,



напоры (расчетный, максимальный, минимальный), расход воды через агрегат на данной мощности, диаметр рабочего колеса, частоту его вращения, диаметр напорного водовода, длины напорного водовода и отсасывающей трубы (и отводящих туннелей, если они имеются), а также площадь входного отверстия в водоприемник.

7. Желательно также получить аналогичные данные и проанализировать гидроакустическую устойчивость любых других ГЭС достаточно высокой напорности\*) с радиально-осевыми агрегатами, особенно если эти станции являются деривационными или гидроаккумулирующими, что вносит в их гидроакустические характеристики такие особенности, которые вообще не позволяют составлять по ним какие-либо общие предварительные списки.

## Список литературы

1. Лобановский Ю. И. Автоколебания напорных систем и разрушение гидроагрегатов // Гидротехническое строительство. 2010. № 7. С. 39 – 45.
2. Лобановский Ю. И. Сопоставление расчетных и натурных данных в области гидроакустической неустойчивости напорных систем и на переходных режимах // <http://synerjetics.ru/article/comparison.htm>.
3. Лобановский Ю. И. Тайна горной долины // <http://synerjetics.ru/article/pamir.htm>.
4. Лобановский Ю. И. Три станции: новые проблемы гидроакустики и их решения // <http://synerjetics.ru>.

\*) Из соображений размерности, а также из анализа реальных характеристик гидроагрегатов следует, что уровень напора, при котором возможна гидроакустическая неустойчивость, уменьшается с падением мощности единичного гидроагрегата.

---

---

## Хроника

---

---

### Обеспечение надежности и безопасности гидроэлектростанций после аварии на Саяно-Шушенской ГЭС 17 августа 2009 года

(Сообщение на Пятой научно-технической конференции “Гидроэнергетика. Новые разработки и технологии”)

Воскресенский С. М., Юркевич Б. Н. (ОАО “Ленгидропроект”)

За время прошедшее со дня аварии на Саяно-Шушенской ГЭС 17 августа 2009 г. проделана огромная работа по восстановлению гидроэлектростанции, успешно пройден зимний период в условиях аномально холодной зимы, введена в строй первая очередь берегового водосброса, поставлены под нагрузку три гидроагрегата и до конца 2011 г. будет введен в строй еще один. Разработан проект восстановления СШГЭС, в настоящее время он проходит государственную экспертизу.

Техническая сторона аварии отражена в заключениях экспертных комиссий, Акте Ростехнадзора, других источниках и выходит за рамки настоящего сообщения. Безусловно, принятые меры позволят исключить повторение такой аварии на этой и других ГЭС России. Но у этой аварии есть особенности, которые заставляют нас по-новому подойти к проблемам безопасности ГЭС.

Важнейшая особенность этой аварии состоит в том, что она произошла в штатных условиях. До самого момента аварии все системы работали нормально и полностью выполнили заложенные в них функции. Ремонтные работы выполнялись в соответствии с действующими регламентами. Эксплуатация велась в строгом соответствии с утвержденными нормативными документами. Станция пол-

ностью соответствовала всем нормам и требованиям. Несмотря на это авария произошла. Это дает нам повод говорить о том, что авария носила системный характер. Фактор “системности” при анализе аварий и катастроф подразумевает наличие моментов ненадлежащей работы системы, представляющей собой совокупность элементов, объединенных различного рода связями. В нашем случае в качестве такой системы может рассматриваться вся наша отрасль — гидроэнергетика.

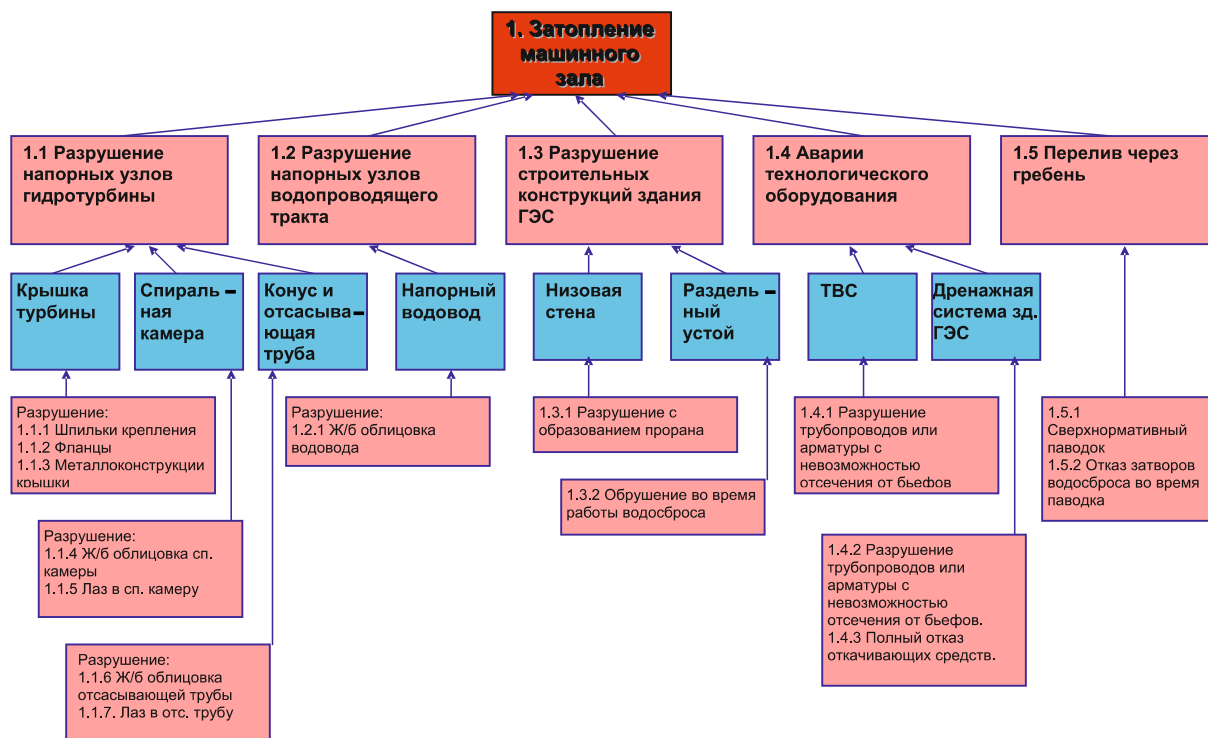
Опыт анализа крупных техногенных катастроф показывает, что аварии и катастрофы с такими последствиями не могут считаться результатом простого технического отказа. Не может отказ шпилек, чем бы он ни был вызван, привести к разрушению здания крупнейшей ГЭС России и гибели 75 человек. В современном обществе должны существовать барьеры, предупреждающие, выявляющие и своевременно ликвидирующие любые предпосылки возникновения аварий такого масштаба. В конечном итоге число таких аварий (а лучше их отсутствие) характеризует уровень организованности общества и его безопасность в той или иной стране. И достигается это эффективным функционированием системы.

<b>Номер по классификатору</b>	1.1.1
<b>Наименование аварии</b>	Разрушение шпилек крепления крышки турбины
<b>Возможные причины аварии</b>	1. Усталостное снижение несущей способности шпилек. 2. Сверхнормативные нагрузки. 3. Дефект шпилек. 4. Некачественное выполнение монтажа.
<b>Последствия аварии</b>	1. Разгерметизация и последующий выброс крышки вместе с рабочими механизмами агрегата. 2. Полное затопление здания ГЭС водой под напором до 200 м. 3. Разрушение строительных конструкций здания ГЭС. Вывод из строя и разрушение гидроагрегатов и части технологического оборудования ГЭС.
<b>Меры по предотвращению аварии:</b>	
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Применено новое рабочее колесо с низким уровнем вибрационных нагрузок.</li> <li>2. Изменены размеры и конструкция шпилек, применено устройство, предотвращающее самоотвинчивание гаек.</li> <li>3. 100 % входной контроль шпилек с применением неразрушающих методов контроля.</li> <li>4. Введен контроль напряженного состояния шпилек в процессе эксплуатации. Установлены тензометры на 4 шпильках каждого агрегата.</li> <li>5. Установлен порядок полной замены шпилек при каждом капитальном ремонте.</li> <li>6. Разработана инструкция по затяжке шпилек при монтаже.</li> <li>7. Регламентированы продолжительность работы в nereкомендуемой зоне и количество переходов через эту зону.</li> <li>8. Установлена система виброконтроля, действующая на останов агрегата при превышении установленных критериев по вибрационному состоянию.</li> <li>9. Введена система видеонаблюдения за всеми ответственными узлами оборудования и помещениями ГЭС.</li> <li>10. Повышена надежность срабатывания АРЗ.</li> </ol>	
<b>Меры по смягчению последствий аварии:</b>	
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Изменен алгоритм закрытия НА. Теперь НА закрывается при полном отсутствии электропитания СН.</li> <li>2. Изменен алгоритм управления АРЗ. Сброс АРЗ автоматически произойдет при выходе агрегата в разгон, неисправностях в системе управления турбиной, появлении воды на крышке турбины. Введено дистанционное управление АРЗ с ЦПУ и со щита управления затвором на водоприемнике.</li> <li>3. Введена система контроля появления воды в шахте турбины, задействованная на останов агрегата и сброс АРЗ.</li> <li>4. Введен в строй независимый источник питания (дизель-генератор) на водоприемнике, обеспечивающий работу АРЗ и др. оборудования на гребне плотины.</li> <li>5. Оборудование общестанционных технологических систем перекомпоновано с целью максимального вывода на более безопасные при затоплении отметки.</li> <li>6. Организованы дополнительные выходы из машзала на пристанционную площадку.</li> </ol>	

К сожалению, за последние 20 лет в нашей отрасли разрушились эффективные взаимосвязи между важнейшими составными частями отрасли — проектными и научными организациями, изготовителями оборудования, службами эксплуатации, контролирующими органами и другими элементами системы. В эти годы приоритетной стала коммерческая сторона деятельности, соответственно деформировалась и структура системы. Затраты на обеспечение надежности и безопасности ухудшали коммерческие показатели, что неизбежно вело к ослаблению и отмиранию важнейших взаимосвязей. Проектировщики и конструкторы оборудования постепенно утрачивали связи со своими разработками. Научные организации сворачивали важнейшие темы и «сворачивались» сами. Оборудование ГЭС устаревало как физически, так и морально. В целом снизился уровень квалификации кадрового

состава, утеряна преемственность между поколениями специалистов. Одновременно с этим стали повсеместно появляться никому неизвестные фирмы и фирмочки, обещавшие выполнить любые работы за минимальные деньги. И зачастую им отдавалось предпочтение! Достаточно сказать, что только одна свернутая в 1990-е гг. научная тематика по определению остаточного ресурса гидроэнергетического оборудования в сочетании с программой комплексных натурных испытаний позволила бы своевременно выявить наличие повышенных вибрационных нагрузок на шпильки и исключить саму причину возникновения саянской аварии.

Опасность аварий системного характера состоит в том, что они никогда не повторяются в одном и том же виде. Каждая из произошедших аварий в будущем может быть достаточно просто предотвращена техническими и организационными мерами.



Гипотетические запроектные аварии, ведущие к затоплению машинного зала ГЭС

Но наличие дефектов в системе в следующий раз проявится в иной, трудно предсказуемой форме. Сегодня приняты эффективные меры, позволяющие гарантировать невозможность такой аварии, как “саянская”. Но исправить дефекты системы можно только путем ее совершенствования на всех уровнях – от государственной и ведомственной законодательных баз до структуры отдельных подразделений и разработки целевых программ.

Институт “Ленгидропроект” с первых дней включился в работы по восстановлению Саяно-Шушенской ГЭС. Уже тогда было понятно, что в проект восстановления гидроэлектростанции должны закладываться иные принципы и подход к обеспечению безопасности. В основных чертах этот подход состоит в следующем. Действующая в гидроэнергетической отрасли нормативная база фактически основана на принципе — объект является достаточно надежным и безопасным, если он удовлетворяет всем действующим нормативным документам. Исходя из этого проектировались ГЭС, этим принципом руководствуется экспертиза при утверждении проекта, он заложен в основу организации эксплуатации ГЭС. Но опыт СШГЭС показал, что этого недостаточно для предотвращения аварии, имевшей место 17 августа 2009 г. Дело в том, что такого рода аварии не предусмотрены существующими нормами. Теория техногенных катастроф определяет такие события как “запроектные аварии” — события редкой повторяемости, предотвращение которых техническими или организационными средствами нецелесообразно. Понятие

“целесообразность” в данном случае имеет три составляющих:

затраты на создание средств, предотвращающих аварию;

ежегодные затраты на эксплуатацию этих средств и/или организационные мероприятия по предотвращению аварии;

ущерб от последствий аварии.

*Приведем пример.* Нормами проектирования предусмотрена необходимость принятия конструктивных мер против затопления здания ГЭС в случае разрыва металлического турбинного водовода — это, следовательно, проектная авария. Для сталежелезобетонного водовода по нормам таких мер принимать не требуется. Это уже фактически запроектная авария, хотя в нашей нормативной документации такого понятия нет. Но в ряде случаев уже на стадии проектирования могут быть приняты решения, позволяющие предотвратить или смягчить последствия этой запроектной аварии без существенных затрат. Таким образом порог “целесообразности” снижается, что позволяет, не требуя существенных затрат, снизить риск такого рода аварии.

В составе проекта восстановления Саяно-Шушенской ГЭС сделана попытка подойти к вопросам безопасности с иных, отличных от нормативных позиций. Разработан раздел “Концепция безопасности”, в котором произведен анализ всех гипотетических, даже самых невероятных, аварий и катастроф. Для каждого такого события рассмотрены меры по их предотвращению или смягчению последствий. В итоге оказалось, что большое количество за-

проектных аварий может быть предотвращено или их последствия существенно смягчены в результате простейших и практически бесплатных мер!

В качестве примеров приведем некоторые из числа принятых в проекте восстановления мер по предотвращению аварий с затоплением машинного зала:

как известно, аварийно-ремонтные затворы на водоприемнике не работали, поскольку сигнал на их сброс подается при повышении частоты вращения агрегата или неисправности системы регулирования гидротурбины. Ни того, ни другого до момента аварии не было. Сейчас в проекте заложены и установлены на введенных в строй агрегатах датчики появления воды в шахтах турбин, задействованные на сброс щитов аварийно-ремонтных затворов. При их “копеечной” стоимости они позволят многократно снизить ущерб от аварии. Даже при редчайшей вероятности подобной аварии считаем установку таких датчиков вполне оправданной;

гидроагрегаты, находившиеся в работе в момент затопления машинного зала, получили основные разрушения из-за разгона, возникшего в результате невозможности закрытия направляющего аппарата при обесточивании систем автоматизации гидротурбин. При этом запас давления в котлах МНУ позволял выполнить закрытие даже в полностью затопленном состоянии. По действующим нормам многократное резервирование электропитания, примененное на СШГЭС, считалось достаточным, т.е. прерывание электропитания переводилось в разряд запроектных аварий. В то же время минимальные изменения, внесенные сегодня в конструкцию регуляторов гидротурбин, позволили обеспечить возможность закрытия при полном отсутствии электропитания;

системы автоматизации и АСУ ТП ГЭС, ответственные за обеспечение безопасности ГЭС, оказались расположенными на отметках, доступных для

потока воды. В результате они были уничтожены в первые секунды аварии. Это не позволило осуществить ряд мер, способных существенно смягчить последствия аварии, — своевременно осуществить ручной сброс затворов, организовать помощь в эвакуации персонала и многое другое. Сейчас все ответственные системы вынесены на незатопляемые отметки.

Это только малая часть изменений, внесенных в проект Саяно-Шушенской ГЭС с целью обеспечения ее надежности и безопасности.

На рисунке представлена блок-схема гипотетических запроектных аварий, ведущих к затоплению машинного зала ГЭС. Для каждой из них определены последствия и меры, необходимые для предотвращения или смягчения последствий. Для наглядности они сведены в таблицу, часть которой мы приводим здесь. Сопоставление величин ущербов и затрат на их предотвращение может послужить основой для принятия решения по осуществлению специальных мер противодействия запроектной аварии. Предельная величина соотношения затрат и ущербов должна быть задана нормативно. Нам представляется, что величина затрат в 1 % по всему комплексу запроектных аварий может считаться вполне приемлемой. Это означает, что в стоимость гидроузла включается 1 % на противодействие запроектным авариям. По разным видам аварий эта величина может быть дифференцирована. В частности, целесообразно существенно увеличить этот показатель для аварий с высокой вероятностью человеческих жертв.

С позиций происшедшей аварии на Саяно-Шушенской ГЭС мы должны критически подойти ко всем аспектам деятельности нашей отрасли. Только так мы сможем восстановить репутацию гидроэнергетики как наиболее надежного и безопасного источника энергии.

## Поздравление Юркевичу Борису Николаевичу

Борис Николаевич Юркевич родился 26 апреля 1951 г. в Ленинграде. В 1974 г. он окончил гидротехнический факультет ЛПИ им М. И. Калинина (ныне СПбГТУ) и поступил на работу в Ленинградское отделение института “Гидропроект” (ныне ОАО “Ленгидропроект”), где и работает до настоящего времени. В Ленгидропроекте он прошел путь от инженера до заместителя генерального директора и главного инженера института и всю свою трудовую жизнь посвятил проектированию ГЭС.



В 1970-е годы, работая в должностях инженера, старшего инженера и руководителя группы, а с 1980 г. в должности заместителя главного инженера проекта, Б. Н. Юркевич занимался проектированием технологического оборудования и систем ГЭС. При его непосредственном участии проектировались и строились гидроэлектростанции Кривопорожская, Колымская и другие, Ленинградская ГАЭС (ТЭО), ГЭС в Индии и Аргентине. Необходимо особо отметить Колымскую ГЭС, где с 1980 г. и до окончания строительства Б. Н. Юркевич был заместителем главного инженера проекта. Принятые им технические решения в части оборудования и технологических систем в значительной степени определили облик этого уникального сооружения, построенного в тяжелейших климатических условиях.

Другим важнейшим направлением его деятельности в те годы стала реконструкция уже действующих ГЭС. Б. Н. Юркевич, будучи главным инженером проектов реконструкции Нижне-Тулумской, а впоследствии и Нижне-Свирской и Иовской ГЭС, осуществил практически первую в России комплексную реконструкцию Нижне-Тулумской ГЭС, построенной в 1932 г. Существенным итогом его работы на этом этапе явилась защита в 1982 г. кандидатской диссертации на тему “Повышение эффективности работы ГЭС на основе диагностической системы гидроагрегатов”.

В 1990 г. Борис Николаевич Юркевич назначается на должность заместителя главного инженера института “Ленгидропроект” по электрической и гидромеханической части. В 1990 – 1993 гг. он осуществляет техническое руководство проектированием технологической части всех проектируемых в этот период ГЭС, руководит проектированием электротехнического, гидромеханического оборудования, систем автоматики, АСУ ТП, связи и др.

В 1993 г. Б. Н. Юркевич становится главным инженером, а впоследствии первым заместителем генерального директора, главным инженером ОАО

“Ленгидропроект”. Он осуществляет техническое руководство проектированием большинства строящихся в тот период ГЭС: Бурейской в Амурской области, Вилюйской–3 (Светлинской) в Якутии, Ирганайской в Дагестане, Зарамагской в Северной Осетии, Толмачевских на Камчатке, ряда ГЭС в Бразилии, Индии, Анголе и др., а также комплекса защитных сооружений Санкт-Петербурга от наводнений. Одновременно ведется разработка проектов реконструкции действующих ГЭС: Правдинской–3, Волховской, Новосибирской и др. Он регулярно

выезжает на объекты для руководства авторским надзором, принятия ответственных решений и контроля за ходом строительства, а также приемки в эксплуатацию в составе Центральных приемочных комиссий крупнейших ГЭС России.

В августе 2009 г. Б. Н. Юркевич принял активное участие в ликвидации последствий аварии на Саяно-Шушенской ГЭС.

Много внимания Б. Н. Юркевич уделяет развитию отрасли, активно участвуя в разработке перспективных научно-технических проработок ОАО “РусГидро” в части гидроэнергетики, схем освоения гидроэнергетических ресурсов регионов, обоснования крупнейших проектов, таких как Эвенкийская и Канкунская ГЭС. Он является членом бюро и руководителем гидротехнической секции НТС ОАО “РусГидро”, членом Российского национального комитета Международного комитета по большим плотинам (ICOLD), членом редколлегии журнала “Гидротехническое строительство”. Им опубликовано более 30 статей в научно-технических изданиях.

Большое внимание Борис Николаевич уделяет передаче опыта и подготовке кадрового состава. Он является председателем государственной аттестационной комиссии по специальности “Гидротехническое строительство” в СПбГТУ, заведующим базовой кафедрой СПбГТУ при ОАО “Ленгидропроект”, читает курс лекций.

За успехи в труде Б. Н. Юркевич отмечен государственными и ведомственными наградами, ему присвоены почетные звания “Заслуженный энергетик РФ”, “Заслуженный работник единой энергетической системы”, “Почетный гидроэнергетик”.

Редколлегия журнала “Гидротехническое строительство” и коллеги юбиляра сердечно поздравляют Бориса Николаевича с 60-летием, желают ему здоровья, счастья и новых успехов в трудовой деятельности.

### Прогрессивные решения технического проекта гидроузла Шон-Ла на р. Да во Вьетнаме

Паремуд С. П., главный инженер, Волынчиков А. Н., главный инженер проекта, кандидат техн. наук (ОАО “Институт Гидропроект”)

В истории становления гидроэнергетики в Социалистической Республике Вьетнам ОАО “Институт Гидропроект” им. С. Я. Жука (г. Москва) по праву занимает самое почетное место. Нынешнее поколение СРВ с благодарностью вспоминает русских гидроэнергетиков могучего Советского союза, которые за несколько лет изменили страну. Авторы помнят, как в 80-х гг. прошлого столетия после наступления ранней тропической ночи все города Вьетнама погружались в темноту. Только керосиновые лампы тусклыми светлячками горели в ночи. Но ввод в 1988 г. в эксплуатацию агрегата гидроузла Хоабинь развеял вековую ночную темноту. Успешный ввод в эксплуатацию одного из красивейших гидроузлов в Юго-Восточной Азии, ставшего гордостью Вьетнама, и самоотверженный труд российских специалистов в тяжелейших условиях создали в СРВ непререкаемый авторитет проектировщикам ОАО “Институт Гидропроект”. С тех пор ОАО “Институт Гидропроект” для Правительства СРВ несомненный лидер среди проектных международных институтов, всегда приглашается для участия во всех значимых энергетических проектах страны. По проектам института и с непосредственным участием его российских специалистов построены гидроузлы Хоабинь (1920 МВт), Яли (1000 МВт). В завершающей стадии строительства находится самый мощный гидроузел Вьетнама — ГЭС Шон-Ла (2400 МВт).

В первое десятилетие нового столетия экономика Вьетнама, несмотря на мировой кризис, характеризуется динамичным развитием всех отраслей народного хозяйства. В базовой отрасли экономики — энергетике достигнуты значительные результаты. Установленная мощность всех электростанций СРВ составляет 9914 МВт, в том числе на ГЭС 4156 МВт. В энергосистеме СРВ существенный удельный вес будет иметь строящийся на севере страны каскад ГЭС на р. Да, притоке р. Хонгха (Красная) — одной из самых крупных рек страны. Р. Хонгха образуется от слияния трех основных ее притоков — рек Да, Ло и Тхао. Р. Да с площадью водосбора 52,6 км<sup>2</sup>, расположенного на территории трех государств — КНР (48 %), Лаоса (2 %) и СРВ (50 %), является самым крупным притоком. Во время муссонных дождей, при прохождении тайфунов

паводки вызывали в долине реки катастрофические наводнения и наносили значительный ущерб народному хозяйству.

Долина р. Хонгха является зоной развитого сельскохозяйственного производства и самым крупным промышленным районом страны с ярко выраженной динамикой развития. На сельскохозяйственных угодьях района в 2010 г. планируется произвести до 10 млн. т продовольствия. Борьба с наводнениями — важнейшая проблема народнохозяйственного значения. Она получила кардинальное решение с началом строительства каскада ГЭС на р. Да.

Схемой использования р. Да предусмотрено строительство каскада гидроузлов (рис. 1). Первоочередная ступень каскада — гидроузел Хоабинь был построен в период с 1987 по 1994 г. Кроме действующего гидроузла Хоабинь и строящегося Шон-Ла в каскад войдут гидроузлы Лай-Тяу (Намьон) на р. Да и Банчак и Гуойкуанг на ее притоке первого порядка р. Намму.

Гидроузел комплексного назначения Шон-Ла является самым крупным в каскаде. После ввода в эксплуатацию ГЭС установленной мощностью 2400 МВт ежегодная выработка электроэнергии составит 9 ГВт·ч. В условиях высокого удельного веса гидроэлектроэнергии в энергобалансе Вьетнама и его дальнейшего роста к 2020 г. ГЭС Шон-Ла отводится основная роль в энергосистеме севера страны.

С 1997 по 2002 г. Ханойской энергетической инженерно-консультационной компанией № 1 (РЕСС-1) с участием ОАО “Институт Гидропроект” (г. Москва) было разработано ТЭО (техстройпроект) гидроузла Шон-Ла. В течение нескольких месяцев 2003 г. ОАО “Институт Гидропроект” выполняло предконтрактные работы за право участия в проекте. Рассматривались предложения также ряда международных компаний, в том числе “Harza” (США), “SWECO” (Швеция), “Укргидропроект” (Украина). Предложения ОАО “Институт Гидропроект” признаны наиболее перспективными.

Разработка технического проекта по решению Правительства СРВ поручена консорциуму в составе ОАО “Институт Гидропроект” (г. Москва), Power Engineering Consulting Company 1 (РЕСС-1)

(г. Ханой), фирма Colenco (Швейцария). За ОАО “Институт Гидропроект” закреплена роль лидера в консорциуме.

Первоочередной задачей технического проекта являлась разработка рациональной компоновки гидроузла и оптимальной схемы пропуска расходов реки в строительный период, позволяющих осуществить ввод первого агрегата ГЭС в минимальные сроки. Всего на стадии выбора оптимальной компоновки основных сооружений гидроузла Шон-Ла было рассмотрено семь вариантов. В предложенных компоновках рассматривались:

- приплотинная ГЭС;
- деривационная ГЭС;
- ГЭС, совмещенная с поверхностным водосбросом.

Водопрпускные сооружения включали варианты с поверхностным и донным водосбросами и с различными способами сопряжения бьефов:

- методом отброса струи носком-трамплином с гашением в воронке размыва;
- гашением энергии в водобойном колодце.

Фактором, существенно повлиявшим на выбор компоновки, является относительно неширокая долина р. Да в створе гидроузла и значительная величина расходов воды ( $Q_{0,01\%} = 38000 \text{ м}^3/\text{с}$ ). При принятом НПУ 215 м длина гребня плотины составляет 873,5 м, ширина русла реки — около 360 м.

Выбор наиболее рационального варианта компоновки основных сооружений гидроузла Шон-Ла сделан после тщательного анализа:

- топографической обоснованности размещения сооружений в выбранном створе;

характеристик геологического строения долины реки;

результатов исследования режимов сопряжения бьефов на физических гидравлических моделях масштаба 1:50 и 1:100;

итогов расчетной оценки надежности сооружений с учетом образования воронки размыва в результате гашения энергии сбрасываемого потока воды;

экономической эффективности, включающей минимальные сроки строительства;

оптимальной схемы пропуска строительных расходов;

конструкции строительного канала для пропуска строительных расходов;

общей схемы строительства.

Коллектив проектировщиков понимая, что рассмотрение семи различных компоновок гидроузла и их экспертиза потребуют значительного времени, обосновал в процессе проектирования возможность досрочного начала строительных работ по ряду объектов гидроузла, что позволило параллельно с разработкой техпроекта выполнять рабочее проектирование и возводить сооружения для про-

пуска строительных расходов. Это прогрессивное решение обеспечило условия для ввода в эксплуатацию первого агрегата в 2010 г.

Материалы технического проекта были рассмотрены экспертами Японской фирмы “Nippon Koei CO. LTD”. Компоновка гидроузла, технические решения, параметры гидроузла и отдельных сооружений, методы строительства признаны международными экспертами рациональными и эффективными.

Технический проект, разработанный ОАО “Институт Гидропроект”, получил от правительства СРВ и заказчика — Son La Hydropower Project Management Board при EVN (г. Ханой) сертификат высокого качества.

Министерство промышленности СРВ приказом от 1 августа 2005 г. утвердило технический проект гидроузла Шон-Ла со следующими параметрами:

- створ плотины — Павинь-II;
- здание ГЭС приплотинное;
- эксплуатационные водосбросные сооружения с донным и поверхностным водозабором;

плотина гравитационная из укатанного бетона с отметкой гребня 228,10 м и максимальной высотой 138,10 м;

пуск первого агрегата в 2010 г., окончание строительства гидроузла в 2012 г.

Гидроузел Шон-Ла размещается на расстоянии около 215 км от гидроузла Хоабинь вверх по течению. Правый берег находится на территории уезда Тхуангъяу, левый берег — на территории уезда Мыонгла.

На участке створа Павинь-II долина р. Да сложена преимущественно базальтовыми порфиритами и имеет асимметричное строение. На основании результатов инженерных изысканий и исследований территорию основных сооружений можно условно разделить на три крупные зоны: правобережную, русловую и левобережную. Левобережный участок сложен среднепрочными и прочными слабодопроницаемыми базальтовыми порфиритами и является хорошим основанием для тяжелых бетонных сооружений. В русловой части наиболее выветрелые и ослабленные скальные породы эродированы, поэтому здесь в основном распространены слабовыветрелые, но сильнотрещиноватые порфириты. Правобережная часть основания сложена в основном базальтовыми порфиритами, отличающимися наиболее неоднородным набором физико-механических свойств. Разнообразие свойств связано с прослоями сланцевых базальтов, осложняющих инженерно-геологические условия правобережного примыкания. Для обоснования технического проекта гидроузла Шон-Ла выполнены необходимые изыскания и исследования, включая горно-буровые работы, опытно-фильтрационные,

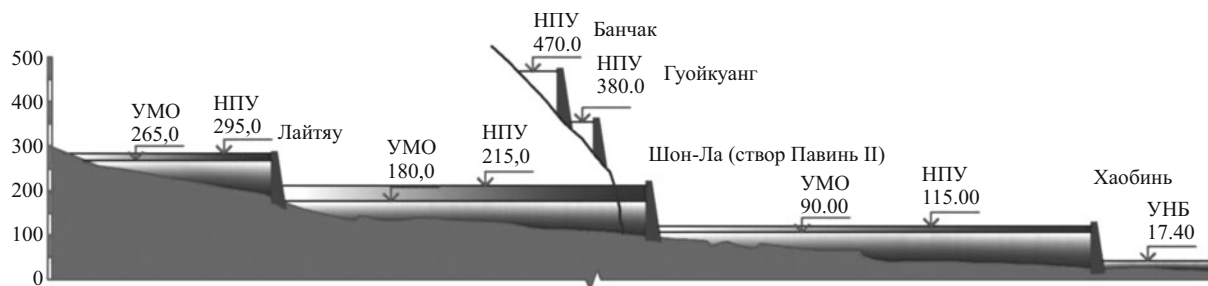


Рис. 1. Схема каскада гидроузлов в бассейне р. Да

лабораторные, геофизические, сейсмологические, крупномасштабные геомеханические и специальные исследования.

Фоновая сейсмичность уровня максимального расчетного землетрясения (МРЗ или МСЕ) площадки строительства гидроузла Шон-Ла оценена для грунтов I категории по сейсмическим свойствам (скальных грунтов) в 8 баллов по шкале MSK-64 (максимальная горизонтальная составляющая ускорения движения не пригруженного грунта основания  $234 \text{ см/с}^2$  или  $0,24 \text{ g}$ ) и для грунтов II категории по сейсмическим свойствам (средних грунтов) в 9 баллов (соответствует максимальному горизонтальному ускорению  $392 \text{ см/с}^2$ , или  $0,4 \text{ g}$ ).

Выполнено сейсмическое микрорайонирование площадки строительства в натурном (исходном) состоянии. Выделены зоны грунтов различных категорий и охарактеризованы их частотные резонансные свойства.

Выполненные исследования показали, что строительство сооружений гидроузла Шон-Ла по варианту с размещением здания ГЭС в русле реки, а эксплуатационного водосброса на правом берегу гарантирует большую надежность и безопасность и позволяет обеспечить ввод в эксплуатацию первого агрегата ГЭС на 12 месяцев раньше по сравнению с другими рассмотренными вариантами компоновки.

В состав основных сооружений принятой компоновки входят (рис. 2):

- глухая бетонная плотина;
- водосбросные сооружения (водосбросная плотина, быстроток);
- станционная плотина с водоприемником ГЭС;
- здание ГЭС;

#### Основные параметры водосброса

Параметры	Поверхностный водосброс	Донный водосброс
Размеры отверстий, м	15 × 11,2	6,0 × 9,6
Отметка порога, м	197,80	145,00
Количество отверстий, м	6	12

отводящий канал ГЭС.

*Плотина гидроузла* — гравитационная, выполненная из массивного бетона. В массивных конструкциях используется метод укладки укатанного бетона. Плановое расположение оси плотины выполнено из условия оптимизации врезки плотины и минимизации объемов выемки грунта.

В теле глухой плотины в левобережной части строительного канала размещается труба для пропуска строительных расходов с двумя временными отверстиями размером  $12 \times 12 \text{ м}$ , в которых после ввода в эксплуатацию водосбросных сооружений выполняется бетонная пробка.

Во врезке в правом берегу располагаются водосбросная плотина и быстроток. Водосбросная плотина включает поверхностный и донный водосбросы, выполненные в двух уровнях; секции глухой плотины правобережного примыкания. В секциях правобережного примыкания располагаются затворохранилище аварийно-ремонтного затвора донного водосброса, затворохранилище аварийно-ремонтного затвора поверхностного водосброса, штангоохранилище. Правобережное примыкание глухой плотины выполняется из обычного монолитного бетона с послойной укладкой.

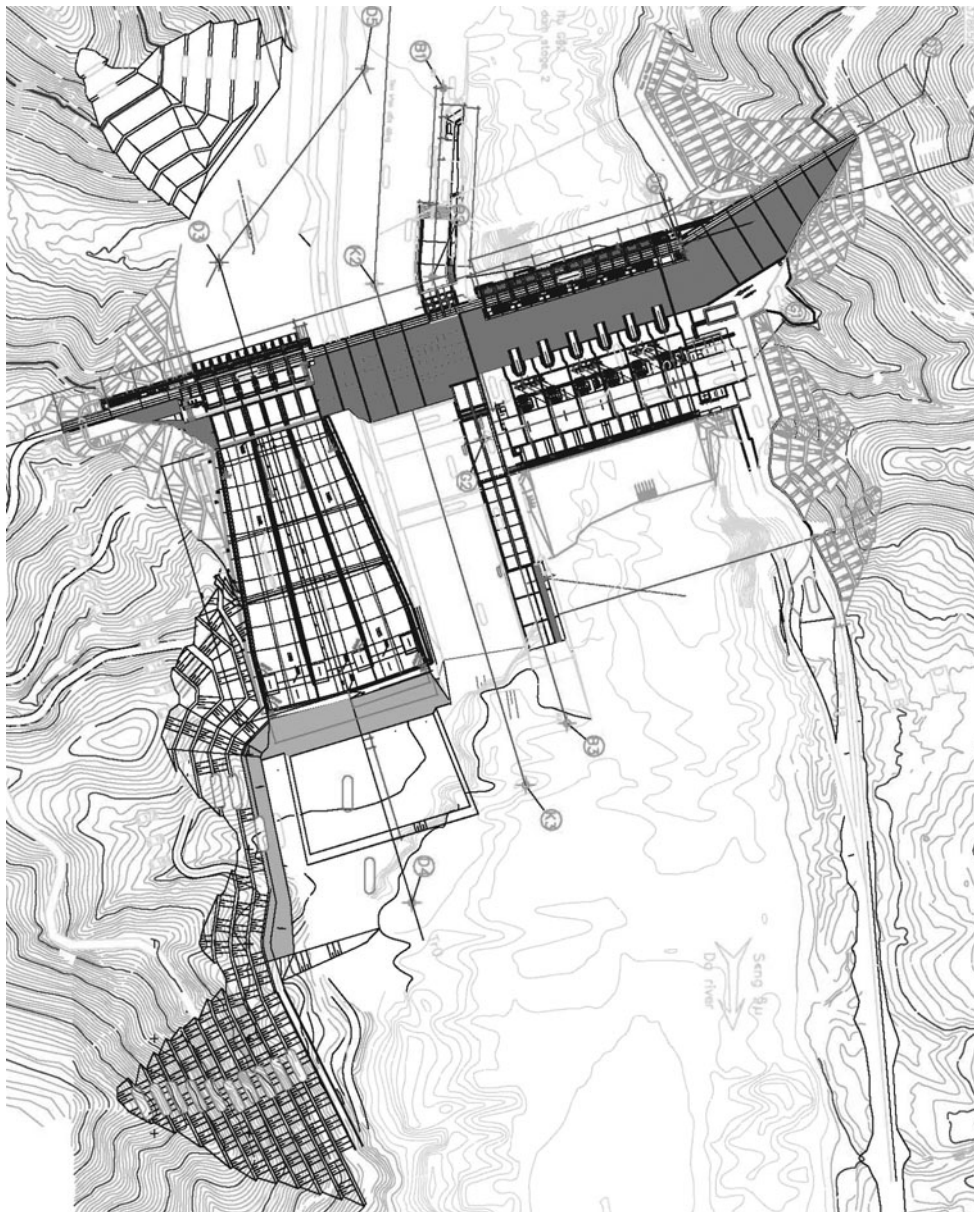
Отвод расходов в нижний бьеф осуществляется быстротоком. Сопряжение с нижним бьефом выполняется с помощью отброса струи в русло реки. Для этих целей в конечном участке быстротока устраивается носок трамплин. Энергия потока гасится в воронке размыва.

Здание ГЭС приплотинного типа располагается со стороны левого берега. Водоприемник здания ГЭС размещается в теле гравитационной плотины, турбинные водоводы диаметром  $10,5 \text{ м}$  располагаются в теле плотины с выходом на низовой откос плотины. Монтажная площадка расположена со стороны левого берега в торце здания ГЭС. Основной заезд и транспортировка грузов осуществляются через перегрузочную площадку, которая располагается на левом берегу.

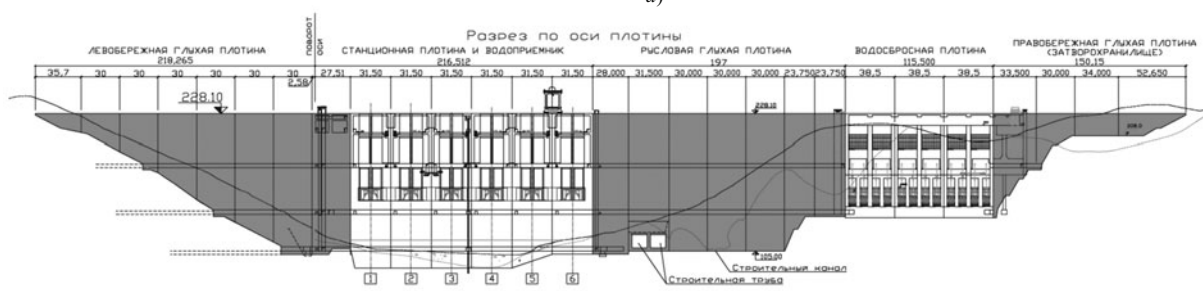
Общая длина напорного фронта по гребню  $896,53 \text{ м}$ :

*Левобережная глухая плотина 214,88 м*





а)



б)

**Рис. 2.** Компонровка основных сооружений гидроузла Шон-Ла: а – план; б – разрез по оси

Станционная плотина с водоприемником 247 м  
 Русловая глухая плотина 169 м  
 Водосбросная плотина с правобережным при-  
 мыканием 265,65 м  
 Здание ГЭС и монтажная площадка (длина)  
 263,60 м  
 Здание ГЭС, (ширина) 90,00 м  
 Быстроток (ширина) 285,00 м

Для предотвращения размывов берегов при про-  
 пуске эксплуатационных расходов в нижнем бьефе  
 предусматривается крепление склонов левого и  
 правого берегов. Для гарантированного гашения  
 энергии при пропуске часто повторяющихся расхо-  
 дов (до 15 тыс. м<sup>3</sup>/с) выполняется выемка грунта из  
 ямы гашения, а вдоль правого берега — бетонное  
 крепление.

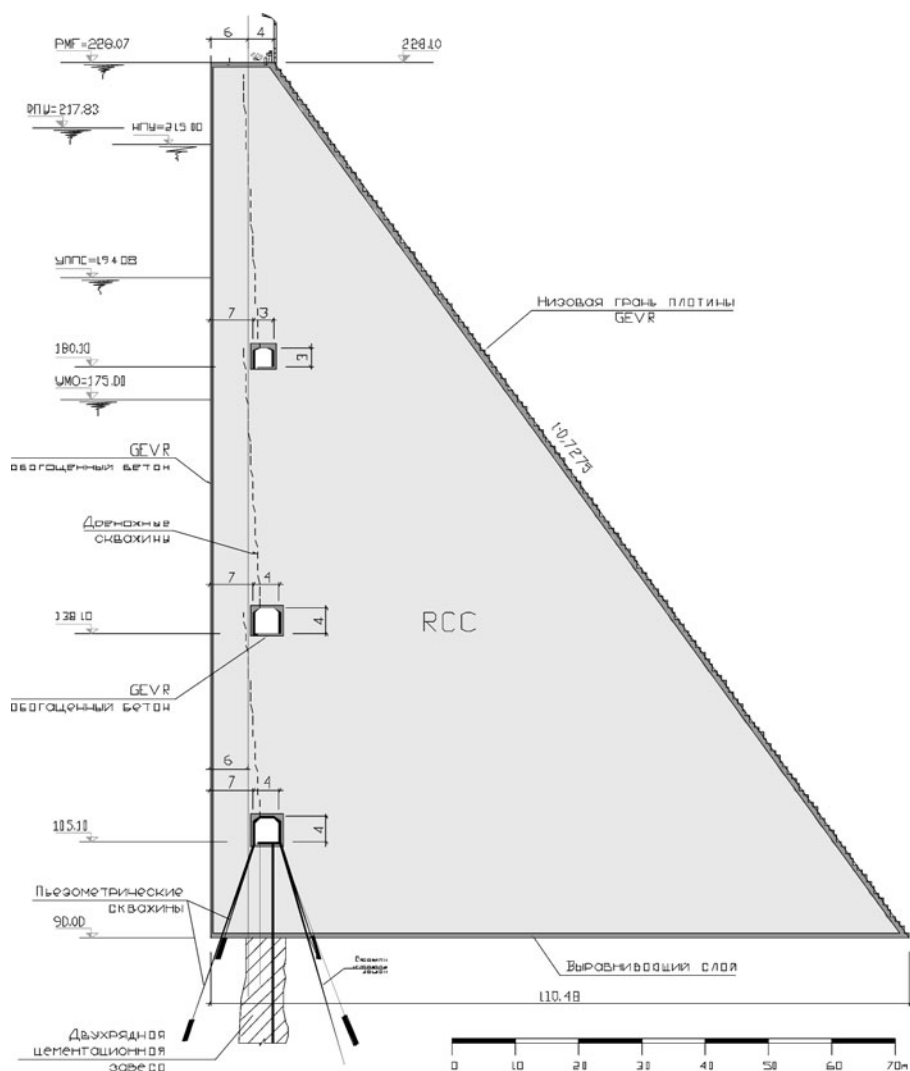


Рис. 3. Типовая секция глухой плотины

Для гидроузла Шон-Ла было рассмотрено несколько вариантов конструкции глухой плотины. Варианты сравнивались по основным параметрам: геометрии профиля плотины; зональности бетона плотины; гребню плотины с учетом безопасности сооружений напорного фронта, надежности и удобства эксплуатации сооружений, применения прогрессивных методов строительства, оптимальной конструкции глухой плотины.

В результате анализа вариантов принят вариант плотины с трапециевидальным профилем со сплошным гребнем, с внутренней зоной из укатанного бетона (RCC) и наружной оболочкой из обогащенного бетона (GEVR). Профиль плотины назначен по результатам расчетов прочности плотины и ее устойчивости на сдвиг. Технология укладки укатанного бетона определила ширину плотины по гребню ( $b = 10$  м), верховая грань принята вертикальной, а низовая — с заложением откоса 1:0,7275.

Гравитационная плотина Шон-Ла благодаря простоте своей конструкции обладает такими достоинствами, как:

простые геометрические формы, позволяющие применять широкую механизацию бетонных работ и использовать прогрессивные, многократно обрабатываемые типы опалубки;

благоприятные условия для создания необходимого температурного режима в строительный период; возможность применения жестких бетонных смесей с малым содержанием цемента;

относительная малая чувствительность к нарушениям технологии возведения;

низкая стоимость  $1 \text{ м}^3$  уложенного бетона.

Конструкцию типовой секции глухой плотины (рис. 3) составляют:

подстилающий слой из обычного бетона (CVC) по подошве плотины;

противофильтрационный элемент со стороны верховой грани;

внутреннее ядро тела плотины из укатанного бетона (RCC);

низовая грань;

гребень плотины;

галереи внутри тела плотины;

дренаж тела плотины.

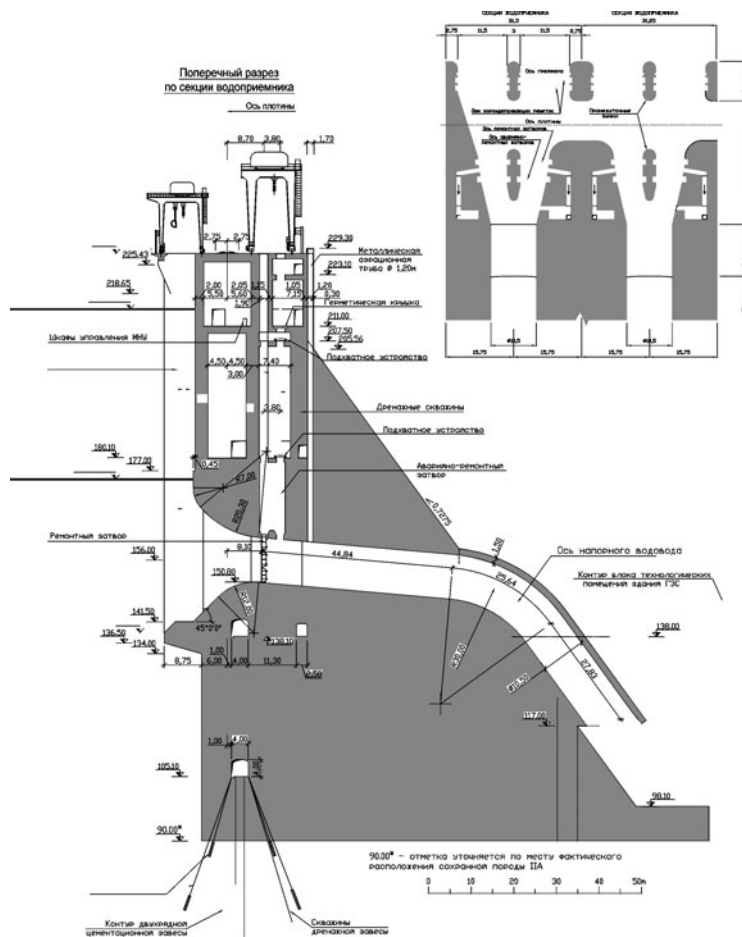


Рис. 4. Типовая секция водоприемника ГЭС

Подстилающий слой выполняется из обычного бетона (CVC) с целью выравнивания подготовленной поверхности скального основания для начала беспрепятственной работы механизмов, занятых на укладке вышележащих слоев укатанного бетона (RCC). Выравнивающий слой обеспечивает надежное сцепление сооружения со скальным основанием. Ориентировочно толщина подстилающего выравнивающего слоя из CVC принимается до 1,0 м.

Противофильтрационный элемент со стороны верховой грани представляет собой наружный слой из укатанного бетона, обогащенного цементным раствором (GEVR), выполняемый на ширину 0,6 м от напорной грани. При вибрировании глубинными вибраторами смеси RCC и цементного раствора происходят перемешивание и уплотнение компонентов смеси, в результате чего повышаются прочностные и противофильтрационные характеристики бетона у наружной грани плотины. В зоне деформационных швов, где устанавливаются противофильтрационные элементы (шпонки и колодцы), наружный слой из GEVR уширяется, обеспечивая надежную заделку частей шпонок в тело плотины.

Внутренняя зона тела плотины из укатанного бетона (RCC). Принятое решение о возведении сооружений напорного фронта ГЭС Шонла прогрес-

сивными методами строительства плотин из укатанного бетона позволило значительно повысить темпы строительства по сравнению с аналогичными сооружениями из обычного бетона и сократить сроки строительства. Укатанный бетон за счет невысокого тепловыделения при консолидации позволяет увеличивать размер бетонироваемых между температурными швами блоков и обеспечивает широкий фронт для производства работ.

Для плотины Шон-Ла, учитывая ее важное значение в составе напорного фронта ответственного гидроузла, принят укатанный бетон с повышенным содержанием вяжущего (более 150 кг/м<sup>3</sup>). Помимо цемента в составе укатанного бетона в качестве вяжущего применяется зола-уноса ТЭС Фалай, построенной на севере Вьетнама при содействии СССР.

Низовая грань плотины выполняется с внешним слоем из обогащенного бетона GEVR и служит для защиты внутреннего бетона сооружения от воздействия окружающей среды (атмосферные осадки, перепады температур, солнечная радиация, органика и т.д.). Толщина защитного слоя GEVR определяется условиями производства работ по укладке бетона и принята равной 60 см. Низовая грань в принятом варианте на всем своем протяжении име-

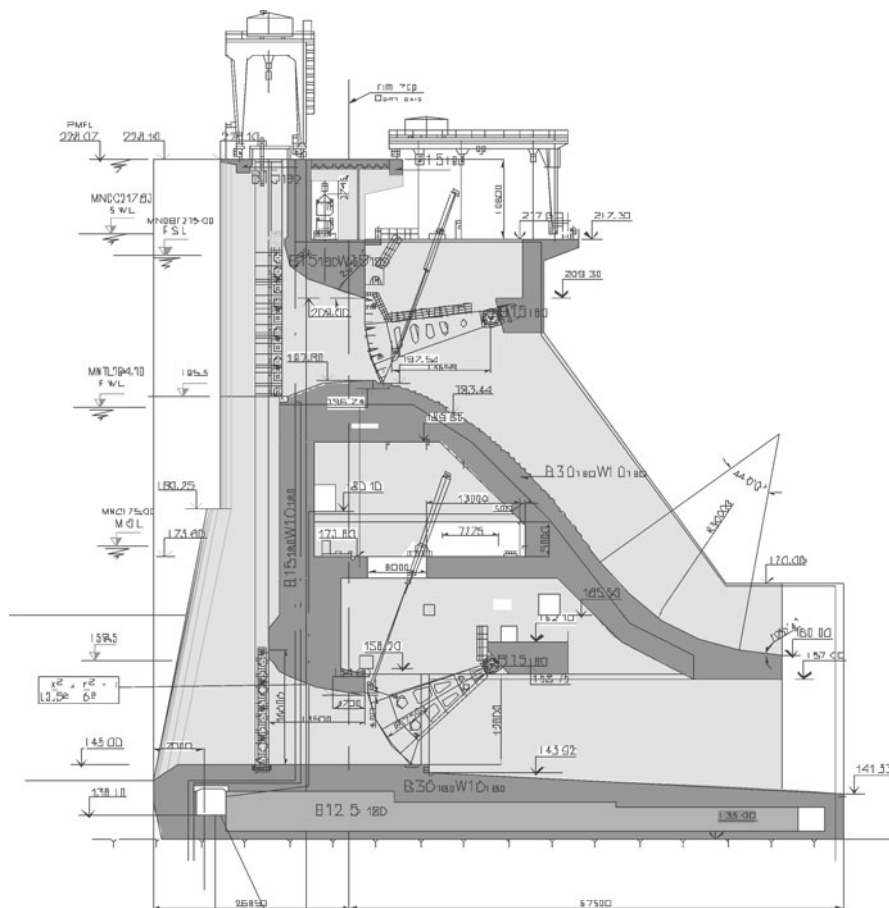


Рис. 5. Типовая секция водосливной плотины

ет одинаковое заложение откоса 1:0,7275 и ступенчатую конфигурацию. Высота ступени равна 0,9 м, включая три слоя RCC по 0,3 м каждый.

В качестве противофильтрационного устройства в швах нарезанных виброножом, устанавливают шпонки из нержавеющей стали или латуни.

Водоприемник ГЭС состоит из шести секций шириной 31,5 м, отделенных друг от друга деформационными швами. Секции водоприемника ГЭС запроектированы типовыми (рис. 4). В состав водоприемника входят: стационарная массивная плотина; энергетический тракт, объединенные в рамную конструкцию гребень, полости и технологические помещения, массивный низовой клин стационарной плотины выше энергетического тракта.

Стационарная плотина принята с таким же профилем, как и на глухих секциях в строительном канале и на левом берегу, но в отличие от них усечена в верхней части для размещения там надстройки конструкции водоприемника и возводится только до отметок энергетического тракта. Напорные водоводы (6 штук) диаметром 10,5 м осуществляют индивидуальный подвод воды к гидроагрегатам ГЭС Шон-Ла. При этом металлическая облицовка всего водовода рассчитана на полное восприятие гидростатической и гидродинамической нагрузки,

а железобетонное покрытие позволяет повысить надежность ее работы и дополнительно решать такие задачи, как снижение нагрузки на облицовку за счет совместной работы металлической и бетонной облицовок.

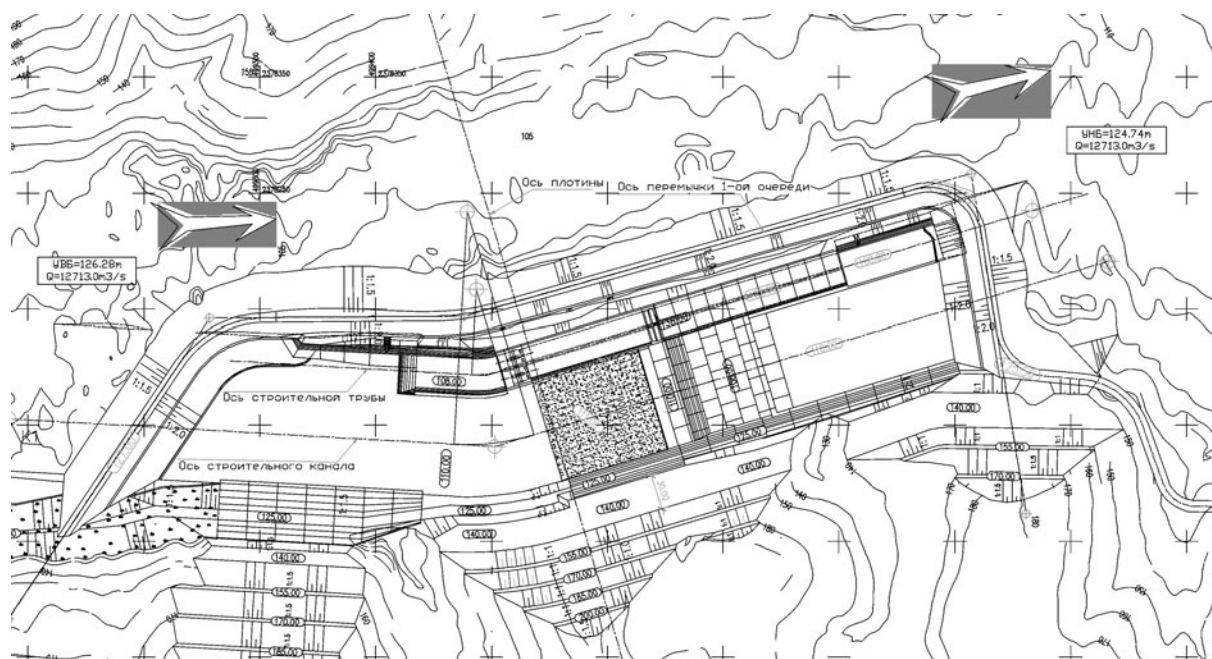
*Водосбросные сооружения.* Сравнительно узкий створ гидроузла обусловил рассмотрение вариантов сооружений напорного фронта, совмещенных с водосбросами. В результате проектных проработок выбран водосброс с размещением в одной секции поверхностного и глубинного тракта. Основные параметры водосброса представлены в таблице.

Размещение водосбросных сооружений на правом берегу в отдельном котловане позволило создать широкий фронт работ для строительной организации.

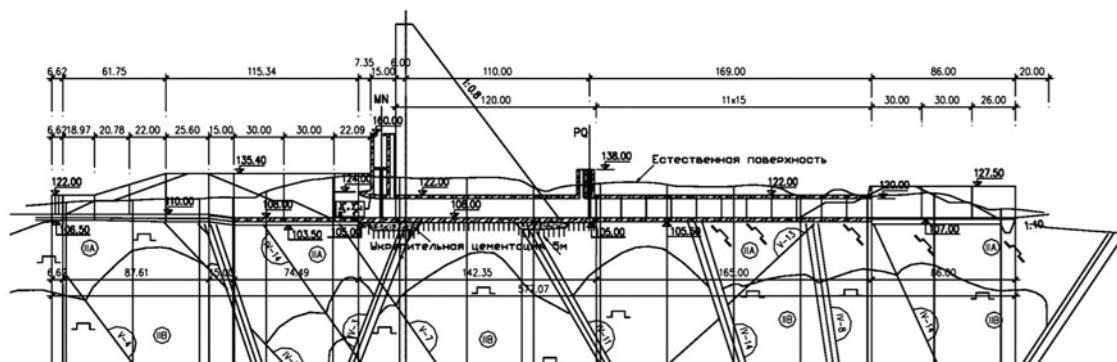
В состав водосбросных сооружений входят:  
 подводящий канал;  
 водосбросная плотина с правобережным примыканием;  
 быстроток с носком-трамплином;  
 яма гашения и отводящий канал.

В состав водосбросной плотины (рис. 5) входят: поверхностный водосброс с шестью водосбросными пролетами;

донный водосброс с 12 водосбросными отверстиями для любой из предполагаемых компо-



а)



б)

Рис. 6. Сооружения для пропуска строительных расходов: а — план; б — поперечный разрез по водопропускной трубе

стями;

секции глухой плотины в правобережном при-  
мыкании, в которых расположены затворохрани-  
лище аварийно-ремонтного затвора поверхно-  
стного водосброса, затворохранилище аварийно-ремонт-  
ных затворов донного водосброса и штангохрани-  
лище.

Донный и поверхностный водосбросы объеди-  
нены в единый блок. Полная строительная высота  
водосбросной плотины составляет 93 м.

Для выбора оптимальной схемы пропуска  
строительных расходов институт “Гидропроект” в  
сжатые сроки разработал и исследовал разнообра-  
зные схемы пропуска расходов. Было рассмотрено  
шесть вариантов пропуска расходов. Состав соору-  
жений пропуска строительных расходов принят до  
окончательного выбора компоновки основных со-  
оружений гидроузла, и этот состав признан универ-

сок (рис. 6).

Для строительства принят вариант в составе  
строительного канала с отметкой дна 110,0 м и ши-  
риной по дну 90,0 м, двухочковой строительной  
трубы с водозаборным сооружением, оборудован-  
ным затворами. Размеры отверстий 6,0 × 15,0 м.  
Водопропускная труба является левым бортом  
строительного канала.

Выбранный вариант пропуска строительных  
расходов реки выполняется с меньшими затратами  
и более надежен по условиям работы плотины в пе-  
риод эксплуатации гидроузла. Выбранная схема по-  
зволила с 2004 по 2009 г. в период межени пропус-  
кать расходы через водопропускную трубу, обеспе-  
чив фронт строительства по всем объектам гидро-  
узла. В каждую межень интенсивно возводилась  
бетонная плотины, а каждый последующий паво-  
док пропускался с переливом через частично возве-

денную плотину в зоне строительного канала и водопропускную трубу. Эта схема потребовала от проектировщиков и строителей организации работ и определенной готовности сооружений к каждому паводку и была успешно реализована. Данная схема пропуска строительных расходов обеспечила возможность пуска первого агрегата ГЭС Шон-Ла в максимально короткие сроки.

Перед окончательным наполнением водохранилища водопропускной тракт трубы перекрывается затворами и заделывается бетоном. Расходы реки после закрытия отверстий трубы пропускаются через готовые к этому времени эксплуатационные глубинные водосбросы.

Правительство СРВ по достоинству оценило услуги проектировщиков ОАО “Институт Гидропроект”. В настоящее время в качестве международно-го консультанта институт приглашен для участия в проектировании и строительстве вышерасположенного гидроузла каскада — ГЭС Лай-Тяу. Все удачные технические решения, предложенные для строительства гидроузла Шон-Ла, по решению

Минэнерго СРВ найдут воплощение и в сооружениях Лай-Тяу. Срок ввода агрегата намечен через четыре года после начала строительства.

## **Выводы**

ОАО “Институт Гидропроект” в процессе разработки технического проекта ГЭС Шон-Ла обосновало прогрессивные компоновочные решения, что позволило начать выполнять строительные работы по ряду сооружений гидроузла до формального утверждения проекта.

Выбранный вариант пропуска строительных расходов реки выполняется с меньшими затратами и позволил обеспечить фронт строительства по всем объектам гидроузла.

Строительство сооружений гидроузла Шон-Ла по варианту с размещением здания ГЭС в русле реки, а эксплуатационного водосброса на правом берегу гарантирует надежность и безопасность и позволяет обеспечить ввод в эксплуатацию первого агрегата ГЭС на 12 месяцев раньше по сравнению с другими рассмотренными вариантами компоновки.

---

Сдано в набор 22.02.2011. Подписано в печать 11.04.2011. Формат 60×84 1/8.

Печать офсетная. Печ. л. 7,0. Цена свободная

---

Оригинал-макет выполнен в издательстве “Фолиум”  
127238, Москва, Дмитровское ш. 58, тел/факс (495) 482-5590, 482-5544

**Internet:** <http://www.folium.ru>, **E-mail:** [info@folium.ru](mailto:info@folium.ru)

Отпечатано в типографии издательства “Фолиум”

---

## Конференция по безопасности гидроэлектростанций

11 – 12 мая 2011 года в г. Москве НП «Гидроэнергетика России» совместно с ОАО «РусГидро» проводят научно-практическую конференцию «Повышение эффективности управления системой безопасности ГЭС» на примере расследования причин аварии и опыта восстановления Саяно-Шушенской ГЭС.

Конференция проводится при поддержке:

- Комиссии Совета Федерации по естественным монополиям;
- Комитета по энергетике Государственной Думы Федерального Собрания Российской Федерации;
- Комитета по природным ресурсам, природопользованию и экологии Государственной Думы Федерального Собрания Российской Федерации;
- Министерства энергетики Российской Федерации;
- Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору;
- Федерального агентства водных ресурсов;
- Российского национального комитета Международной комиссии по большим плотинам;
- Электроэнергетического совета СНГ.

**Партнеры Конференции:** ОАО «Иркутскэнерго», ОАО «Красноярская ГЭС», ОАО АК «Якутскэнерго», ОАО «Генерирующая компания», ОАО «Башкирэнерго», ОАО «Богучанская ГЭС», ОАО «УК ГидроОГК», ОАО «Силовые машины», Ассоциация «Гидропроект», ОАО «ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева», ОАО «НИИЭС», ОАО «Ленгидропроект», ОАО «Мособлгидропроект», ОАО «Институт Гидропроект», ГОУ ДПО «Институт повышения квалификации государственных служащих».

**Целью** проведения Конференции является обобщение опыта, полученного при ликвидации аварии, произошедшей 17 августа 2009 г. на Саяно-Шушенской ГЭС, и его использование при совершенствовании управления систем безопасности гидроэлектро-станций.

В Конференции примут участие представители ведущих научно-исследовательских, изыскательских, проектных институтов, ремонтных и строительно-монтажных организаций, главных инженеров гидроэлектростанций России.

Предполагается издание итогового сборника докладов серии проведенных конференций с условным названием: «Саяно-Шушенская ГЭС: причины, последствия и уроки аварии».

С регламентом работы и программой Конференции, составом Организационного комитета и Редакционной группы можно ознакомиться в разделе «Конференции и рабочие совещания» на сайте НП «Гидроэнергетика России».

### Оргкомитет

Контактная информация: сайт: [www.hydropower.ru](http://www.hydropower.ru).

Тел/факс: (499) 120-03-72

e-mail: [info@hydropower.ru](mailto:info@hydropower.ru)

Контактное лицо: Чепик Светлана Евгеньевна

## **ПОДПИСЫВАЙТЕСЬ**

на журнал «Гидротехническое строительство»

Ежемесячный научно-технический журнал «Гидротехническое строительство» освещает отечественную и зарубежную практику по эксплуатации, проектированию и строительству гидротехнических сооружений, вопросы охраны окружающей среды, экологии, крупные водохозяйственные проблемы.

Целью издания журнала является также научно-техническое, методическое и информационно-справочное обеспечение организаций и специалистов, деятельность которых связана с проектированием, строительством, эксплуатацией, научным обслуживанием и надзором за безопасностью гидротехнических сооружений.

Журнал регулярно переводится на английский язык и распространяется по ведущим библиотекам мира.

В России подписку можно оформить в любом почтовом отделении связи.

Условия подписки можно найти в Объединенном каталоге

«Пресса России. Подписка-2011»

(Том 1. Российские и зарубежные газеты и журналы)

70224 — индекс журнала «ГИДРОТЕХНИЧЕСКОЕ СТРОИТЕЛЬСТВО»

### **Редакционная коллегия:**

Лапин Г. Г. (гл. редактор), Абубакиров Ш. И., Александров А. Е., Альхименко А. И., Аргал Э. С., Баранов А. Е., Беликов В. В., Беллендир Е. Н., Бронштейн В. И., Воскресенский С. М., Золотов Л. А., Каганов Г. М., Кириллов В. М., Липский И. В., Ляпин В. Ю., Марчук А. Н., Машина Л. Ф., Новоженин В. Д., Осипов А. Д., Парабучев И. А., Радченко В. Г., Семенов В. М., Семенов И. В., Серков В. С., Стафиевский В. А., Хазиахметов Р. М., Шайтанов В. Я., Шангин В. С., Юркевич Б. Н.

### **Адрес редакции:**

Москва, Волоколамское шоссе, д. 2, к. 73

### **Почтовый адрес редакции:**

109044, г. Москва, Воронцовский переулок, дом 2, стр. 1.

ЗАО НТФ «Энергопрогресс»

Тел./факс: (495) 741-49-81

E-mail: gts1930@yandex.ru

Internet: <http://www.energy-journals.ru>