

УДК 539.3

**А. В. ЛИННИК, О. Н. ЗЕЛЕНСКАЯ, Т. Ф. МЕДВЕДОВСКАЯ, И. Е. РЖЕВСКАЯ,
Е. А. СТРЕЛЬНИКОВА**

ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА И ДОЛГОВЕЧНОСТИ МЕТАЛЛОЕМКИХ КОНСТРУКЦИЙ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГИДРОТУРБИН ПЛ20/661-В-930 ДНЕПРОДЗЕРЖИНСКОЙ ГЭС

Разработан нормативный документ «Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної частини гідротурбін ГЕС та ГАЕС. Методичні вказівки» СОУ-Н МВБ 40.1-21677681-51, в котором предлагаются методики для исследования статического и динамического НДС, оценки ресурса и долговечности крышек, рабочих колес, камер рабочих колес агрегатов ГЭС и ГАЭС. Учтено влияние наличия дефектов на долговечность конструкций. Применена теория потенциала в сочетании с методами конечных и граничных элементов. Полученные результаты дают возможность конструктору обосновать необходимость модернизации существующего оборудования ГЭС и ГАЭС.

Ключевые слова: крышка гидротурбины, рабочее колесо, камера рабочего колеса, статика, динамика, остаточный ресурс, долговечность.

Введение. В связи с выработкой ресурса многими гидротурбинами в Украине, при их модернизации возникает вопрос о возможности продления срока службы отдельных узлов и деталей и необходимости замены морально и физически устаревшего оборудования для обеспечения эксплуатационной надежности агрегата в процессе дальнейшей эксплуатации при выполнении гарантий по мощности и КПД. Цель данной работы – использование разработанной в [5] методики для численного анализа напряженно-деформированного состояния (НДС) и оценки остаточного ресурса наиболее металлоемких конструкций проточной части гидротурбин, замена которых сопряжена со значительными трудностями, – крышек и камер рабочих колес гидротурбин ПЛ20/661-В-930 Днепродзержинской ГЭС, эксплуатировавшихся в условиях многоциклового динамического нагружения. Полный срок службы агрегатов после модернизации должен быть не менее 40 лет.

1. Оценка ресурса элементов конструкций гидротурбин. В соответствии с теорией многоциклового усталости исходными данными для выполнения расчета ресурса деталей и узлов гидротурбины являются амплитудные σ_a и средние σ_m напряжения цикла. Количество циклов до разрушения N определяется уравнением [1]:

$$N = \frac{\sigma_{-10}^m \cdot N_0}{\sigma_a^m}, \quad (1)$$

где m – угол наклона кривой усталости;

N_0 – базовое число циклов;

σ_{-10} – предел выносливости детали при базовом числе циклов, который можно определить из зависимости:

$$\sigma_{-10} = \frac{\gamma \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma}{k_\sigma} \sigma_{-10} \sqrt{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_{E\sigma}}}. \quad (2)$$

Здесь σ_{-10} – предел выносливости образца при базовом числе симметричных циклов в воздухе;

$\gamma, \varepsilon_\sigma, \beta_\sigma, k_\sigma$ – коэффициенты влияния воды, масштабного фактора, состояния поверхности и концентрации напряжений соответственно;

σ_b – предел прочности.

Среднее значение напряжения цикла определяется следующим образом [2]:

$$\sigma_m = \sigma_{m\bar{}} + \sigma_{mm}, \quad (3)$$

где $\sigma_{m\bar{}} = (\sigma_{\max} + \sigma_{\min})/2$ – эксплуатационные средние напряжения для симметричного цикла;

σ_{mm} – остаточные напряжения от сварки.

Таким образом, формула (1) с учетом (2) и (3) примет вид:

$$N = N_0 \left(\frac{\gamma \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma}{k_\sigma \cdot \sigma_a} \sigma_{-10} \sqrt{1 - \frac{\sigma_{m\bar{}} + \sigma_{mm}}{\sigma_b}} \right)^m.$$

Остаточный ресурс определяются по формуле:

$$n = \left(\frac{N}{N_0} - 1 \right) \cdot L,$$

где L – количество лет работы конструкции;

N_0 – количество циклов нагружения за период эксплуатации.

2. Определение долговечности конструкции с учетом наличия дефектов типа трещин. Задача определения долговечности конструкции с учетом трещиностойкости состоит в определении времени (числа циклов $N = N_*$), по истечении которого трещина подрастает до критического размера l_* после чего происходит разрушение [6]. Из результатов экспериментальных исследований известно, что характеристическая функция усталостного разрушения $\Phi(\lambda)$ монотонно возрастает и представляется графически S-образной кривой в координатах Φ, λ . Функцию $\Phi(\lambda)$ можно достаточно хорошо аппроксимировать с помощью элементарных функций, если использовать зависимости Пэриса.

Для стали марки Ст3 эта функция аппроксимируется следующим образом: $\Phi(\lambda) = 400(1 - \lambda)^{-3,96}$ цикл/см.

Число циклов до разрушения определяется по формуле:

$$\int_{l_0}^{l_*} \Phi \left(\sqrt{\frac{l}{l_*}} \right) dl = N_*.$$

Определение кинетики усталостной трещины

осуществляем, считая выполненными следующие условия:

а) рассматриваемая трещина является макроскопической, то есть уровень напряжений около ее вершины определяется лишь коэффициентами интенсивности напряжений K_1, K_2, K_3 ;

б) в течение каждого цикла внешняя нагрузка имеет пульсирующий характер, и ее частота не является слишком высокой, то есть инерционными эффектами пренебрегаем;

в) распространение трещины в любой точке ее контура происходит вдоль площадок, которые проходят через касательную к контуру трещины.

Для вычисления количества циклов до разрушения используем зависимость Пэриса:

$$\frac{dl}{dN} = \frac{1}{N_G} \left(\frac{\Delta K}{\Delta K^*} \right)^m. \quad (4)$$

Здесь l – длина трещины;

N – количество циклов до разрушения;

N_G, m – постоянные, характеризующие материал;

$\Delta K = K_{\max} - K_{\min}$ – размах коэффициента интенсивности напряжений (КИН) за один цикл нагрузки;

ΔK^* – пороговый или критический коэффициент интенсивности напряжений.

Показатель степени m для разных материалов находится в интервале от 2 до 7 (чаще всего $m = 3-4$). Чем выше показатель степени m , тем более хрупкое состояние материала наблюдается при испытании.

Из (4) получим формулу для вычисления количества циклов, за которое трещина подрастает от начального размера l_0 до недопустимого размера l^* :

$$N = N_G \int_{l_0}^{l^*} \left(\frac{\Delta K^*}{\Delta K} \right)^m dl.$$

Общая схема вычисления КИН следующая:

1. Если в наличии есть одна изолированная трещина, то решается плоская задача теории упругости для пластины, ослабленной центральной трещиной, которая растягивается заданными усилиями. В этом случае КИН может быть вычислен по приближенной формуле:

$$K_1 = F \sigma \sqrt{\pi l}.$$

Здесь σ – величина заданной нагрузки (растягивающие усилия);

l – длина трещины;

F – эмпирический коэффициент.

2. Если в наличии есть цепочка трещин, то решается плоская задача теории упругости для пластины, ослабленной периодической системой трещин, которая растягивается заданными усилиями.

В этом случае КИН может быть вычислен по формуле:

$$K_1 = \sigma \sqrt{\frac{s+2l}{\pi} \operatorname{tg} \left(\frac{\pi l}{s+2l} \right)}.$$

Здесь σ – величина заданной нагрузки (растягивающие усилия);

$2l$ – длина трещины;

s – расстояние между трещинами.

Время до разрушения элемента конструкции в годах определяется по формуле:

$$t = \frac{N}{3600 \cdot 24 \cdot 365 f}.$$

Здесь N – количество циклов нагружения до разрушения;

f – частота нагружения.

3. Определение остаточного ресурса крышек Днепродзержинской ГЭС. В связи с тем, что на крышках всех восьми агрегатов Днепродзержинской ГЭС дефекты типа трещины не выявлены, определим ресурс крышек в соответствии с теорией многоциклового усталости. Расчет прочности и динамических характеристик крышки – сварной конструкции из листового проката (сталь марки Ст3) выполняется на основе теории упругости с использованием МКЭ в сочетании с аналитическим представлением перемещений и нагрузок рядами Фурье [1].

Принятые в расчете характеристики стали Ст3: $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости, $\nu = 0,3$ – коэффициент Пуассона, $\rho = 0,78 \cdot 10^{-8}$ кг/м³ – плотность материала.

Для расчета НДС крышки определены три характерных режима работы агрегата: 1 – мощность турбины $N = 45,4$ МВт при напоре $H = 11,2$ м; 2 – мощность турбины $N = 38,6$ МВт при напоре $H = 11,2$ м; 3 – мощность турбины $N = 34$ МВт при напоре $H = 11,2$ м.

Распределение интенсивности напряжений при статическом нагружении крышки для первого из трех режимов работы приведено на рис. 1.

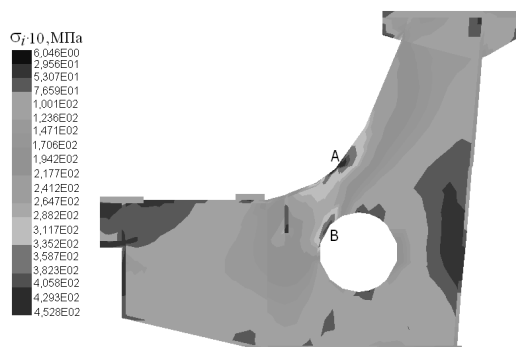


Рис. 1 – Распределение интенсивности напряжений при статическом нагружении в режиме 1

Расчеты напряжений в крышке при динамическом нагружении проводились для частот: $\omega_{об} = 0,86$ Гц, $\omega_{об.-л.} = 3,45$ Гц, $\omega_{л.} = 27,57$ Гц. Распределение интенсивности напряжений при

динамическом нагружении крышки в режиме 1 с частотой $\omega_{л.} = 27,57$ Гц показано на рис. 2.

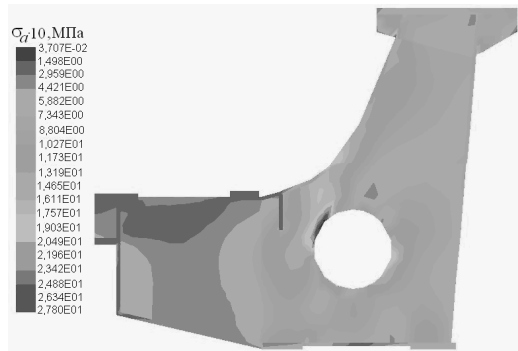


Рис. 2 – Распределение интенсивности напряжений при динамическом нагружении в режиме 1, $\omega_{л.} = 27,57$ Гц

В табл. 1 приведена интенсивность напряжений в крышке (см. рис. 4) при разных условиях нагружения, в табл. 2 – амплитудные значения интенсивности напряжений при динамическом нагружении.

Таблица 1 – Интенсивность напряжений при статической нагрузке

Режим	σ_i , МПа		
	Зона А	Зона В	в основной части крышки
1	45,28	39,30	22,0–24,0
2	46,45	40,09	23,0–25,0
3	47,03	40,48	24,0–26,0

Таблица 2 – Амплитудные значения интенсивности напряжений при динамической нагрузке

Режим	Частота, Гц			
	зона	$\omega_{об.} = 0,86$	$\omega_{об.-л.} = 3,45$	$\omega_{л.} = 27,57$
1	А	12,17	13,05	19,76
	В	4,23	5,59	27,8
2	А	11,01	11,84	19,16
	В	6,94	6,41	27,43
3	А	10,42	11,23	18,85
	В	7,93	6,81	27,25

Результаты, приведенные в табл. 2, показывают, что под действием динамической нагрузки напряжения достигают максимальных значений в зонах А и В при частоте $\omega_{л.} = 27,57$ Гц.

Остаточный ресурс крышек при модернизации агрегатов Днепродзержинской ГЭС определен с учетом усталостных характеристик стали марки Ст3 [4]: предел выносливости образца при базовом числе симметричных циклов $\sigma_{-10} = 95,0$ МПа, базовое число циклов $N_0 = 10^7$, угол наклона кривой усталости $m = 3,78$, предел прочности $\sigma_b = 380,0$ МПа. Коэффициенты: $\gamma = 0,73$, $\epsilon_\sigma = 0,78$, $\beta_\sigma = 0,77$, $k_\sigma = 1,05$ определены согласно [2].

Остаточный ресурс крышек агрегатов Днепродзержинской ГЭС с учетом фактических данных о наработке агрегатов за весь период эксплуатации (табл. 3) определен согласно [5].

Таблица 3 – Остаточный ресурс крышек агрегатов Днепродзержинской ГЭС

Номер агрегата	Наработка, ч	Остаточный ресурс, г
1	286914	45
2	281677	46
3	177356	55
4	187344	57
5	178469	56
6	181029	55
7	184539	56
8	174841	58

4. Прочность и остаточный ресурс камеры рабочего колеса. Состояние элементов проточного тракта (рис. 3) в зоне рабочего колеса (РК) и за РК оказывает существенное влияние на уровень КПД турбины и показатели ее надежности.

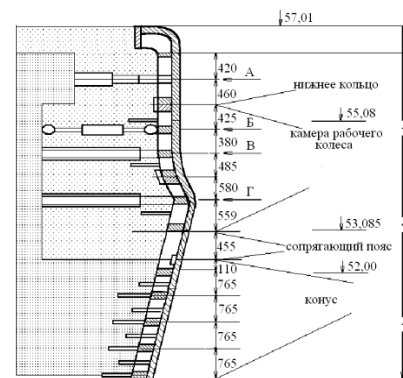


Рис. 3. Расчетный узел

Для разработки обоснованных предложений о необходимости и объеме замены элементов проточного тракта в зоне РК и за РК на базе [5] выполнено расчетно-теоретическое исследование прочности конструкции проточного тракта в целом, состоящей из: верхнего кольца направляющего аппарата, камеры рабочего колеса (КРК), сопрягающего конуса (СП), отсасывающей трубы.

Для всех восьми агрегатов определен остаточный ресурс каждого участка конструкции, а также сопоставление полученных результатов с фактическим состоянием объекта.

Участки разрушения, включая кавитационные, и пустоты в бетоне в зоне КРК и СП показаны на рис. 4, 5, они соответствуют формулярам повреждений и пустот, обнаруженных на агрегате № 5 во время капитальных ремонтов. Картина разрушений и пустот является характерной для всех агрегатов.

Доминирующая нагрузка действует на конструкцию с оборотно-лопастной частотой ($\omega_{об.-л.} = 3,45$ Гц). В пределах лопастной системы нагрузка имеет пилообразный характер по времени. Динамические процессы происходят со сдвигом фаз по высоте конструкции. Выбраны три наиболее характерных эксплуатационных режима: 1 – от 90 до 100 %, 2 – от 80 до 90 %, 3 – от 70 до 80 % мощности. Низшая собственная частота конструкции $f_1 = 49,57$ Гц.

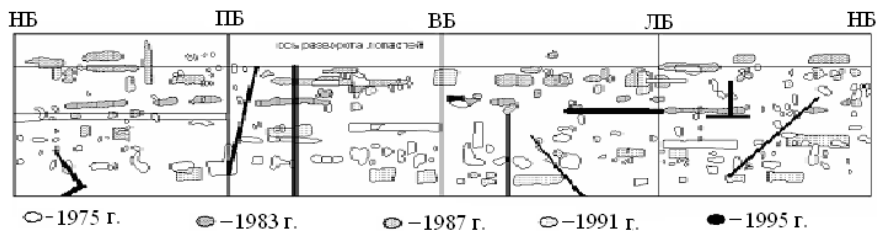


Рис. 4 – Разрушения облицовки КРК

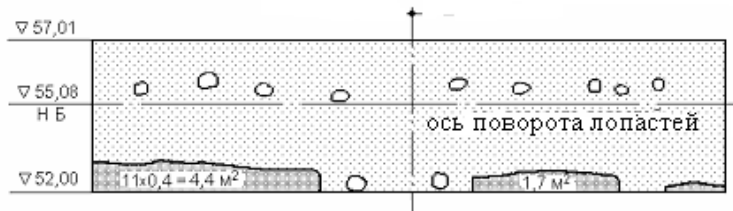


Рис. 5 – Схема пустот за облицовкой камеры РК и СП

При исследовании динамического НДС конструкции, как показал анализ полученных результатов, достаточно рассмотреть ее часть – полосу (рис. 6) в виде циклически симметричного участка охватом $90^{\circ}/14$.

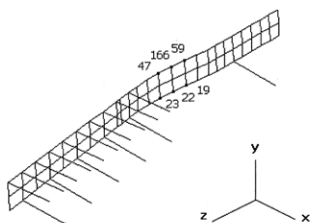


Рис. 6 – Циклически симметричная часть конструкции

На рис. 7 показан график зависимости интенсивности динамических напряжений σ_i от времени t для режима I в наиболее нагруженных узлах.

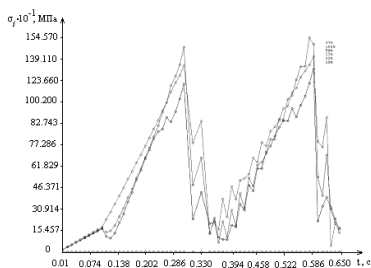


Рис. 7 – Динамические напряжения в конструкции

Результаты анализа динамического НДС всей конструкции показали, что наибольшие динамические напряжения σ_d имеют место в зоне КРК и СП. Для всех трех режимов они отличаются несущественно, поэтому за базовый режим для определения остаточного ресурса принимаем режим № 1. В табл. 4 приведены значения средних эксплуатационных и амплитудных напряжений цикла для режима № 1.

Превалирующее влияние на величину остаточного ресурса оказывает величина амплитудных напряжений, поэтому наиболее слабым

звеном с точки зрения усталостной прочности является КРК.

Таблица 4 – Максимальные средние и амплитудные напряжения конструкции

Узел конструкции	σ_m , МПа	σ_a , МПа
КРК	7,83	7,81
СП	26,1	7,4

Исследования механических свойств и структуры металла КРК проводились на вырезанных из обечайки КРК двух пробах размером $80 \times 240 \times (15-24)$ мм. Химический состав стали соответствует стали Ст3 мартеповской выплавки. Для образцов с надрезом предел выносливости при симметричном цикле на базе $N = 10^7$ для Ст3 с пределом прочности $\sigma_b = 370$ МПа составляет $\sigma_{-10}^* = 95$ МПа, а угол наклона классической кривой усталости соответствует $m = 3,78$, что хорошо согласуется с [4].

Влияние на предел выносливости σ_{-10} реальной детали при симметричном цикле нагружения ряда технологических и эксплуатационных факторов учтено эмпирическими коэффициентами [2]: $\gamma = 0,73$, $\epsilon_\sigma = 0,78$, $\beta_\sigma = 0,77$, $k_\sigma = 1,0$. Тогда $\sigma_{-10} = \sigma_{-10}^* \cdot \gamma \cdot \epsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma / k_\sigma$. Уровень остаточных напряжений при сварке для стали Ст3 составляет $\sigma_{mm} = (160,0 \div 170,0)$ МПа.

Результаты расчета остаточного ресурса КРК агрегатов Днепродзержинской ГЭС сведены в табл. 5.

5. Анализ долговечности КРК при наличии дефектов типа трещин, зафиксированных на облицовке КРК Днепродзержинской ГЭС. Для оценки долговечности применяются методы линейной механики разрушения. Для стали Ст3 согласно [7] имеем $\gamma_1 = 0,73$, $\gamma_2 = 0,9$, и критический коэффициент концентрации K_{1c} принимаем равным произведению $K_{1c} \gamma_1 \gamma_2$. Учитывая выявленную разнотолщинность

облицовки в зоне КРК, (8,5–40 мм), рассматривалась прочность пластины с характерной для КРК толщиной 20 мм, ослабленной сквозной прямолинейной трещиной под действием усилий растяжения-сжатия $\sigma = p \sin \omega t$ (при $\omega = 3,45$ Гц), направленных перпендикулярно к линии расположения трещины.

Таблица 5 – Остаточный ресурс КРК

Номер агрегата	Наработка, ч	Остаточный ресурс без учета отслоения, г	Остаточный ресурс с учетом отслоения, г
1	286914	27	14
2	281677	28	15
3	177356	36	24
4	187344	33	23
5	178469	36	24
6	181029	32	23.5
7	184539	31	23
8	174841	35	24

Кроме того, рассматривалось влияние на долговечность пластины толщиной 20 мм, находящейся в условиях изгиба, трещин различной глубины. Пластина имеет толщину $h = 20$ мм, а глубина трещины равна l ($l < h$). На рис. 8 и 9 представлены графики, показывающие время до разрушения t (в годах) в зависимости от уровня нагружения σ для трещин различной длины (1 см; 2 см; 10 см – линии 1–10 на графике) и различной глубины (0,125 см; 0,25 см; 0,375 см; 0,5 см; 0,625 см; 0,75 см линии 1–6 на графике).

По данным визуального осмотра в 2001 году на агрегатах 1–4, 7, 8 Днепродзержинской ГЭС дефекты типа трещины не выявлены, а на КРК агрегатов 5, 6 обнаружены дефекты типа трещин и скопление

дефектов, которые в идеализированном виде можно рассматривать как цепочки трещин. В 2003 году на КРК агрегатов 5, 6 выявлены дефекты типа трещин, следовательно, за 2,5 года микротрещины подросли до фиксируемых размеров (табл. 6, 7).

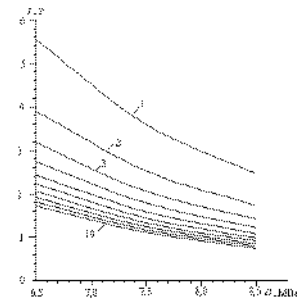


Рис. 8 – Время до разрушения в зависимости от длины трещины

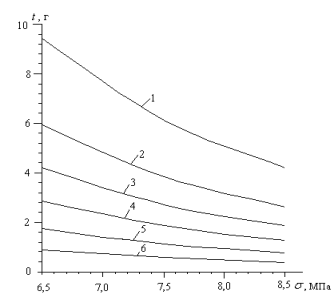


Рис. 9 – Время до разрушения в зависимости от глубины трещины

Данные по долговечности КРК Днепродзержинской ГЭС (обследование, проведенное в 2001 году) приведены в табл. 6.

В табл. 7 приведены данные по долговечности элементов проточной части КРК с учетом частичного отслоения (обследование, проведенное в 2003 году).

Таблица 6 – Долговечность КРК агрегатов Днепродзержинской ГЭС

Номер агрегата	σ , МПа	Размер изолированного дефекта (до заварки), см	Наличие цепочек трещин, суммарная длина, (до заварки), см	Долговечность при наличии изолированного дефекта, год	Долговечность при наличии цепочек трещин, год
1		не выявлено	не выявлено		
2		не выявлено	не выявлено		
3		не выявлено	не выявлено		
4		не выявлено	не выявлено		
5	7,81	15	не выявлено	6,62	
6	7,81	не выявлено	160		2,50
7		не выявлено	не выявлено		
8		не выявлено	не выявлено		

Таблица 7 – Долговечность КРК агрегатов Днепродзержинской ГЭС с учетом частичного отслоения

Номер агрегата	σ , МПа	Размер изолированного дефекта (до заварки), см	Наличие цепочек трещин, суммарная длина, (до заварки), см	Долговечность при наличии изолированного дефекта, год	Долговечность при наличии цепочек трещин, год
1		не выявлено	не выявлено		
2		не выявлено	не выявлено		
3		не выявлено	не выявлено		
4		не выявлено	не выявлено		
5	9,15	10	не выявлено	5,59	
6	9,15	не выявлено	200		2,1
7		не выявлено	не выявлено		
8		не выявлено	не выявлено		

Выводы. Дефекты в крышках агрегатов Днепродзержинской ГЭС не выявлены. Остаточный ресурс крышек составляет более 40 лет. Таким образом, при модернизации срок работы крышек всех восьми агрегатов может быть продлен.

Остаточный ресурс КРК Днепродзержинской ГЭС (при отсутствии отслоения от бетона), вычисленный согласно теории линейного накопления повреждений, находится в интервале от 27 до 36 лет. При учете частичного отслоения, которое наблюдается на каждом из восьми агрегатов, остаточный ресурс существенно уменьшается и составляет от 14 до 24 года, что является недопустимыми, так как полный срок службы агрегатов после модернизации должен быть не менее 40 лет.

Выполненная оценка трещиностойкости облицовки КРК показала, что для характерных трещин, обнаруженных при осмотре, время их развития составляет порядка 2–6 лет, что подтвердили фактические результаты, полученные в результате натурного обследования.

Полученные результаты по КРК свидетельствуют о целесообразности рассмотрения двух вариантов модернизации:

- проведение демонтажа существующих КРК, изготовление и монтаж новых КРК из толстолистовой коррозийностойкой стали;

- проведение восстановительных работ, технология которых должна обеспечила бы необходимую чистоту поверхности облицовки для выполнения гарантий по КПД и выработке гарантированной мощности модернизированной турбины, возобновления ее проектной толщины,

обеспечение равномерных зазоров между КРК и РК, а также качественную связь с бетоном.

Список литературы: 1. Зеленская О. Н. Анализ динамических характеристик тонкостенных элементов проточного тракта гидротурбин / О. Н. Зеленская, Т. Ф. Медведовская, Е. В. Еселева // Пробл. машиностроения. – 2003. – Т. 6, № 2. – С. 121–130. 2. Серенсен С. В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность : руководство и справочное пособие / С. В. Серенсен, В. П. Козаев, Р. М. Шнейдерович. – М. : Машиностроение, 1975. – 488 с. 3. Бате К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон. – М. : Наука, 1982. – 448 с. 4. Троценко В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов : справочник в 2-х ч. / В. Т. Троценко, Л. А. Сосновский. – Киев : Наук. думка, 1987. – Ч.1. – 504 с. – Ч.2. – 1302 с. 5. Кантор Б. Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної частини гідротурбін ГЕС та ГАЕС : метод. вказівки : нормативний документ. СОУ-Н МЕВ 40.1 – 21677681–51 / Б. Кантор, О. Стрельникова, Т. Медведовська [та ін.]. – К. : Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2011. – 76 с. 6. Андрейкив А. Е. Усталостное разрушение и долговечность конструкций / А. Е. Андрейкив, А. И. Дарчук. – К. : Наук. думка, 1987. – 404 с. 7. Петерсон Р. Е. Коэффициенты концентрации напряжений / Р. Е. Петерсон. – М. : Мир, 1977. – 302 с.

Bibliography transliterate: 1. Zelenskaja, O. N., T. F. Medvedovskaja and E. V. Eseleva. "Analiz dinamicheskikh harakteristik tonkostennykh jelementov protochnogo trakta gidroturbin." *Probl. mashinostroenija*. Vol. 6. No. 2. 2003. 121–130. Print. 2. Serensen, S. V., V. P. Kogaev and R. M. Shnejderovich. *Nesushhaja sposobnost' i raschet detalej mashin na prochnost'*. Moscow : Mashinostroenie, 1975. Print. 3. Bate, K., and E. Vilson. *Chislennyye metody analiza i metod konechnykh jelementov*. Moscow : Nauka, 1982. Print. 4. Troshhenko, V. T., and L. A. Sosnovskij. *Soprotivlenie ustalosti metallov i splavov*. Kiev : Nauk. dumka, 1987. Print. 5. Kantor, B., et al. *Rozrakhunok zalyshkovoho resursu elementiv protochnoyi chastyny hidroturbin HES ta HAES : metodychni vказivky : normativnyj dokument*. SOU-N MEV 40.1 – 21677681–51. Kyiv : Ministerstvo enerhetyky ta vuhil'noyi promyslovosti Ukrainy, 2011. Print. 6. Andrejkiv, A. E., and A. I. Darchuk. *Ustalostnoe razrushenie i dolgovechnost' konstrukcij*. Kiev : Nauk. dumka, 1987. Print. 7. Peterson, R. E. *Koefficienty koncentracii naprjazhenij*. Moscow : Mir, 1977. Print.

Поступила (received) 23.09.2015

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Линник Александр Васильевич – главный конструктор гидротурбин СКБ ТГМ, ПАО «Турбоатом», г. Харьков; тел.: (057) 349-20-61; e-mail: lynnyk@turboatom.com.ua.

Lynnyk Oleksandr Vasylyovych – Chief Designer of Hydraulic Turbines, Special Design Engineering Department THM, PJSC Turboatom, Kharkov; tel.: (057) 349-20-61, e-mail: lynnyk@turboatom.com.ua.

Зеленская Ольга Николаевна – начальник отдела прочностных расчетов СКБ ТГМ, ПАО «Турбоатом», г. Харьков; тел.: (057) 349-23-89.

Zelenskaya Olga Nikolaevna – Head of Construction Department of Strength Calculation, Special Design Engineering Department THM, PJSC Turboatom, Kharkov; tel.: (057) 349-23-89.

Медведовская Татьяна Федоровна – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; тел. (097) 19-19-190; e-mail: tmet@i.ua.

Medvedovskaya Tatyana Fedorovna – Candidate of Engineering Sciences, Senior Research Scientist, Institute for Problems in Mechanical Engineering, NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: (097) 19-19-190; e-mail: tmet@i.ua.

Ржевская Ирина Евгеньевна – кандидат технических наук, старший научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; тел. (095) 25-34-922; e-mail: kantor@ipmach.kharkov.ua.

Rzhevskaya Irina Yevgenyevna – Candidate of Engineering Sciences, Senior Research Scientist, Institute for Problems in Mechanical Engineering, NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: (095) 25-34-922; e-mail: kantor@ipmach.kharkov.ua.

Стрельникова Елена Александровна – доктор технических наук, ведущий научный сотрудник, ИПМаш НАН Украины, г. Харьков; тел.: (050) 519-31-05; e-mail: elena15@gmx.com.

Strelnikova Yelena Aleksandrovna – Doctor of Engineering Science, Leading Research Scientist, Institute for Problems in Mechanical Engineering, NAS of Ukraine, Kharkov; tel.: (050) 519-31-05; e-mail: elena15@gmx.com.