

УДК 539.3

Т.Ф. МЕДВЕДОВСКАЯ, Е.А. СТРЕЛЬНИКОВА, Е.В. ЕСЕЛЕВА, О.Л. ЗАЙДЕНВАРГ

Институт проблем машиностроения им. А.М. Подгорного НАН Украины, Харьков

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ КРЫШКИ ГИДРОТУРБИНЫ С УЧЕТОМ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ДЕФЕКТОВ

Созданы математические модели и программные модули расчетных схем с учетом геометрических параметров, нагружения, условий закрепления крышки гидротурбины Нурекской ГЭС рабочего колеса, отработавшего 45 лет. Выполнены расчеты статических и динамических напряжений для эксплуатационного режима, оценены остаточный ресурс крышки гидротурбины и долговечность при наличии дефектов. При прочностных расчетах конструкции использованы метод конечных элементов в сочетании с методом разложения в ряд Фурье перемещений и нагрузок. Установлено, что при наличии выявленных дефектов остаточный ресурс крышки недопустимо мал.

Ключевые слова: гидротурбина, метод конечных элементов, прочность, динамика, ресурс

Вступление

В настоящее время одной из самых актуальных проблем в энергетике является определение технического состояния эксплуатируемых ныне энергомашин и оборудования с целью оценки остаточного ресурса, разработка и осуществление мероприятий по его продлению при модернизации.

В настоящее время значительно выросло количество оборудования, которое отработало свой нормативный срок. Эти конструкции используются в разных областях экономики. Выявлено опасное повреждение ряда конструкций крышек гидротурбин, которые отработали 40 и более лет. Срок безопасной эксплуатации этого оборудования уже закончился. Это может привести к возникновению аварий и чрезвычайных ситуаций техногенного характера.

Во время эксплуатации крышки гидротурбины в материалах происходит рост и накопление повреждений. При этом рост дефектов зависит от вида нагрузки, толщин, схем повреждений, непроваров в сварных швах и режимов наработки за срок эксплуатации агрегатов.

Проведение численных исследований остаточного ресурса крышки гидротурбины Нурекской ГЭС по представленной методике [1] даст возможность повысить уровень надежности и продлить срок безаварийной эксплуатации технологически опасных объектов или выполнить замену отработавшего свой срок оборудования.

1. Методика численного исследования НДС крышки гидротурбины

Методом конечных элементов [2] выполнены

расчеты статической прочности крышки турбины для расчетного напора 230 м. Расчет выполнен в программном комплексе Ansys с использованием трехмерной оболочечной модели, приведенной на рис. 1. По периметру опорной поверхности фланца крышка закреплена.

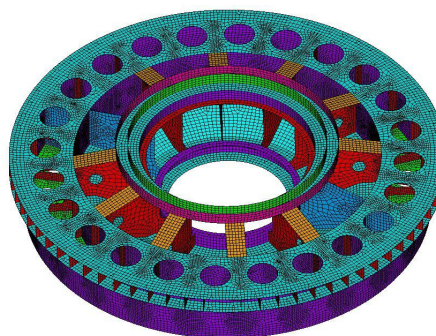


Рис. 1. Расчетная схема пространственной конструкции крышки

Эпора действующих давлений на крышку турбины при расчетном напоре приведена на рис. 2.

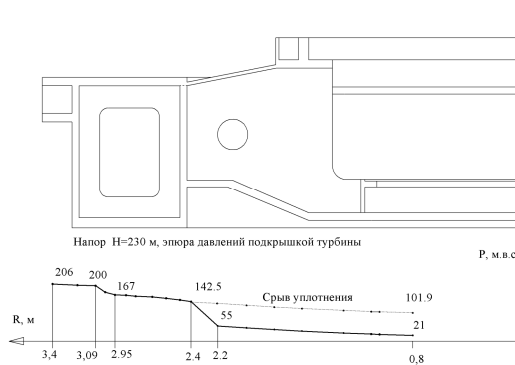


Рис. 2. Эпора гидростатического давления на крышку в эксплуатационном режиме

По результатам статического расчета максимальный прогиб $\Delta=0.229\text{см}$ (рис. 3).

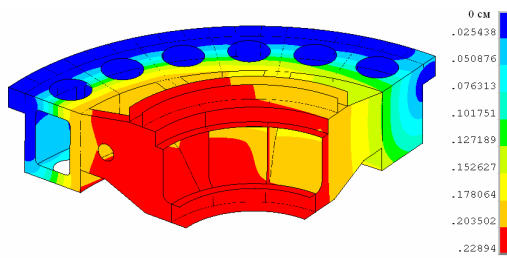


Рис. 3. Перемещения крышки гидротурбины

На рис. 4 показаны напряжения. Максимальные напряжения в зоне концентрации достигают 3500 кгс/см^2 .

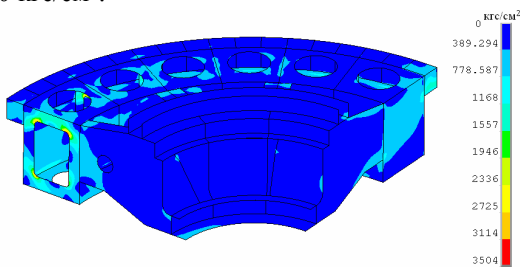


Рис. 4. Интенсивность напряжений в крышке гидротурбины

2. Методика решения статической и динамической задачи для крышки гидротурбины

Крышка гидротурбины представляет собой пространственную конструкцию, состоящую из тонкостенных тел вращения (обечаек), подкрепленных системой часто расположенных ребер – меридиональных многосвязных пластин. Основное требование при проектировании крышки – обеспечение прочности и жесткости при минимальной металлоемкости. Разработана программа комплексных экспериментально–теоретических исследований по определению остаточного ресурса крышек гидротурбин [2]. Ранее, при определении объема реконструкции, считалось, что крышки обладают достаточным ресурсом и могут быть допущены для последующей эксплуатации. Однако при обследовании крышки одного из агрегатов Нурекской ГЭС в сварном соединении пластин с обечайкой были обнаружены трещины. Поэтому возникает вопрос о динамической надежности крышки – определении амплитудных перемещений и напряжений.

Для решения задачи используется численный МКЭ с разложениями перемещений и нагрузок в ряды Фурье по окружной координате. Вариационное уравнение относительно неизвестных амплитудных значений перемещений тела вращения ($u^{(k)}$) и мери-

диональных пластин ($v^{(k)}$), имеет вид

$$\begin{aligned} & \iint_F (\delta u^{(k)})^T (\bar{D})^T (N) (\bar{D}) (u^{(k)}) r dr dz + \\ & + \frac{H}{2\pi} \iint_{F_{II}} (\delta v^{(k)})^T (D_{II})^T (N_{II}) (D_{II}) (v^{(k)}) dr dz - \\ & - \int_{\Gamma} (\delta u^{(k)}) (q^k) d\Gamma - (\delta u^{(k)}) (p_1^k) = 0, \quad k = 0, 1, \dots, \end{aligned}$$

где E – модуль упругости.

Условия непрерывности перемещений требуют

$$u_r^{(k)} = v_r^{(k)}, \quad u_z^{(k)} = v_z^{(k)}.$$

Векторы перемещений и внешних нагрузок раскладываем в ряд Фурье по t ($i = 1, 2, \dots, nt$)

$$u = \sum_{i=1}^m u_i(r, z, \varphi) \sin(\omega_i t + \beta_i),$$

$$Q = \sum_{i=1}^m q_i(r, z, \varphi) \sin(\omega_i t + \beta_i).$$

При решении задачи о вынужденных колебаниях конструкции, используя принятые разложения перемещений и нагрузок, приходим к решению ряда независимых квазистатических задач для гармоник, фиксированных по времени

$$[K_k - \omega_i^2 M_k] u_{ik} = Q_{ik}.$$

3. Определение остаточного ресурса крышки гидротурбины Нурекской ГЭС с учетом трещиностойкости

В соответствии с теорией многоциклового усталости [3 – 4] исходными данными для выполнения расчета ресурса крышки гидротурбины являются значения амплитудных σ_a и средних σ_m напряжений. Для определения количества циклов до разрушения (N) воспользуемся уравнением

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

где: σ_{-10} – предел выносливости детали при базовом числе циклов, который с учетом асимметрии цикла, согласно [4], можно определить из зависимости

$$\sigma_{-10} = \frac{\gamma \cdot \epsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma}{k_\sigma} \sigma_{-10} \sqrt{1 - \sigma_m / \sigma_E}; \quad (2)$$

σ_m – средние напряжения; $\sigma_m = \sigma_{m0} + \sigma_{mm}$ (σ_{m0} – эксплуатационные средние напряжения; σ_{mm} – остаточные напряжения от сварки, равные для Ст3 1000–1600 кг/см²; $\sigma_{-10} = 780 \text{ кг/см}^2$ – предел выносливости образца с концентратором напряжений [4] при базовом числе симметричных циклов в воздухе; $N_0 = 10^7$ – базовое число циклов; $m=3,78$ – угол на-

клона кривой усталости; $\sigma_E = 3700 \text{ кг/см}^2$ – предел прочности; $\gamma, \varepsilon_\sigma, \beta_\sigma, k_\sigma$ – коэффициенты влияния воды, масштабного фактора, состояния поверхности и концентрации напряжений.

Коэффициенты, указанные выше, определяем согласно [3]. Таким образом, формула (1) с учетом (2) примет вид

$$N = N_0 \left(\frac{\gamma \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma}{k_\sigma \cdot \sigma_a} \sigma_{-10} \sqrt{1 - \frac{\sigma_{m3} + \sigma_{mm}}{\sigma_E}} \right)^m \quad (3)$$

В табл. 1 приведены средние σ_{m3} и амплитудные σ_a напряжения цикла и остаточный ресурс $n_{ост}$.

Таблица 1

Амплитудные, средние напряжения и остаточный ресурс крышки

Номер зоны	$\sigma_{ia}, \text{ кг/см}^2$	$\sigma_{im}, \text{ кг/см}^2$	Агрегат № 3	
			T, ч	n, лет
1	56,0	560,0	160000	4
2	69,0	690,0	160000	6

По данным Нурекской ГЭС агрегат № 3 за $L = 31$ год отработал $T = 160000$ часов, что при частоте нагружения 3,3 Гц составит $1,918 \cdot 10^9$ эксплуатационных циклов нагружения. Ресурс крышки гидротурбины вычисляется по формуле

$$n = \frac{N}{N_3} \cdot L.$$

Остаточный ресурс конструкции определяется по формуле

$$n_{ост} = \left(\frac{N}{N_3} - 1 \right) \cdot L. \quad (4)$$

Остаточный ресурс крышки по результатам расчета в зонах 1 и 2 приблизительно составляет: зона 1 $n_{ост}^{(1)} = 4$ года, зона 2 (с учетом пластических деформаций крышки) $n_{ост}^{(2)} = 6$ лет (табл. 1).

4. Анализ долговечности элементов крышки гидротурбины Нурекской ГЭС с учетом наличия трещин

Будем решать задачу об определении долговечности крышки с трещиной, следуя методам, изложенным в [4, 5]. Задача состоит в определении времени (числа циклов $N = N^*$), по истечении которого трещина подрастает до критического размера, и происходит разрушение.

В распространенных конструкционных материалах в большинстве случаев работает квазихрупкий механизм роста усталостной трещины. При этом

концентрация напряжений вблизи границы трещины вызывает пластические сдвиги в перпендикулярных к ее контуру направлениях, что приводит к образованию дислокационных скоплений. Объединение таких дислокаций вдоль линии пересечения плоскостей скольжения приводит к зарождению микротрещин, которые, сливаясь с магистральной, вызывают ее рост.

Обобщив большой экспериментальный материал, П. Пэрис предложил следующую эмпирическую зависимость для определения количества циклов до разрушения, которое выдерживает конструкция с трещиной, нашедшую широкое применение в инженерной практике

$$dl/dN = N_G (\Delta R)^m,$$

где l – длина трещины; N – количество циклов; ΔR – амплитудное значение коэффициента интенсивности напряжений; N_G, m – константы материала.

В [4] показано, что для определения скорости распространения усталостной трещины имеет место следующее равенство:

$$v = \Phi^{-1}(\lambda),$$

где λ – характеристическая функция усталостного разрушения, вид которой устанавливается из эксперимента; параметр λ определяется формулой

$$\lambda = 1 - K_r / K_1;$$

K_{1c} – критическое значение коэффициента интенсивности напряжений; K_r – коэффициент интенсивности растягивающих напряжений.

Из результатов экспериментальных исследований известно, что характеристическая функция $\Phi(\lambda)$ монотонно возрастает.

Для сталей эту функцию аппроксимируют следующим образом:

$$\Phi(\lambda) = N_G ((1-\lambda)^m). \quad (5)$$

Соотношение (5) – это зависимость Пэриса, записанная относительно переменной λ . В нашем случае (сталь марки Ст3) $N_G = 3.5 \cdot 10^9$; $m = 3.95$. Для определения критического числа циклов до разрушения N^* , кроме кинетики разрушения трещины, необходимо также знать и ее критический размер, при достижении которого наступает предельно-равновесное состояние тела.

Для определения критического размера трещины используют уравнение [4]

$$K_r = K_{1c},$$

где $K_{1c} = 30 \text{ МПа/м}^{3/2}$ для стали марки Ст3.

Таким образом, для описания кинетики усталостной трещины получаем в дополнение к уравнениям теории упругости, определяющим коэффициент

интенсивности напряжений K_1 , систему уравнений

$$\Phi(\lambda) \frac{\partial l}{\partial N} = 1, \quad K_1 = K_{1c}. \quad (6)$$

Коэффициент концентрации напряжений K_1 может быть представлен следующим образом:

$$K_1 = Y\sigma\sqrt{l},$$

где Y – параметр, характеризующий геометрию элемента конструкции и форму трещины; σ – максимальное в цикле напряжение.

Из этого соотношения и (6) находим, что число циклов до разрушения определяется по формуле

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

Интегрируя полученное равенство с учетом формулы (5), вычисляем число циклов до разрушения. Здесь и далее в расчетах принималась частота динамической нагрузки $f = 3.33$ Гц.

На рис. 5 представлены результаты численного расчета времени t подрастания внутренних изолированных дефектов различной начальной длины до недопустимых для различных уровней амплитуд динамического нагружения σ .

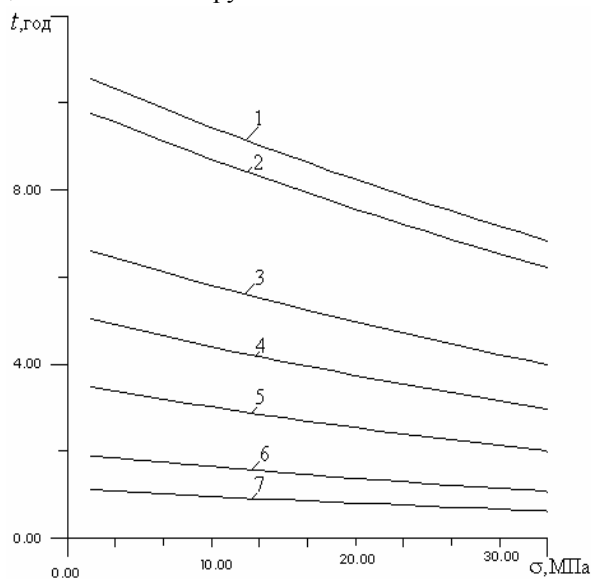


Рис. 5. Время до разрушения при наличии изолированных дефектов

Цифрами 1 – 7 обозначены кривые, отвечающие следующим начальным размерам дефекта: 0.05, 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.3, 0.35 см. Представляет значительный интерес аналогичный анализ долговечности в случае наличия дефектов в сварке краев магистральной трещины, представляющих собой цепочку зон непровара.

Не останавливаясь на подробностях описания методики определения коэффициентов интенсивно-

сти напряжений в этом случае [5], приведем результаты расчета.

Так, при длине магистральной трещины 18 см, в случае цепочек (рис. 6), состоящих из различного числа (и длины) зон непровара, получаем зависимости времени до разрушения от амплитуды напряжений при динамическом нагружении.

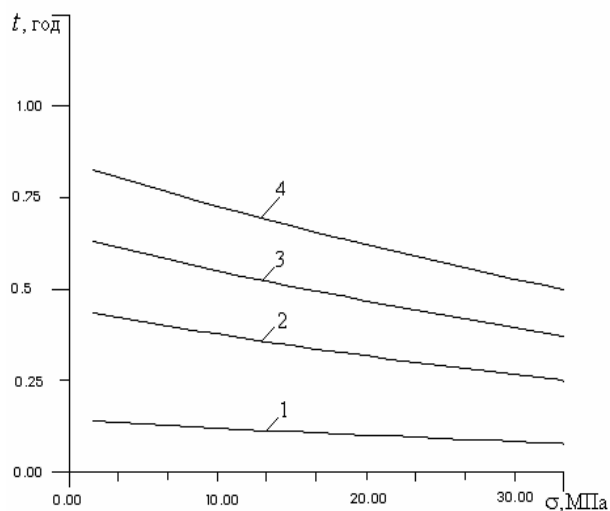


Рис. 6. Время до разрушения при наличии цепочек дефектов

Здесь цифрам 1, 2, 3, 4 отвечают следующие значения длин (см) и количества трещин в цепочке: 0.75/18; 1.5/9; 2.20/6; 4.0/3.

Проведенный анализ показывает, что остаточный ресурс крышки является критически низким. Особенно опасными являются дефекты, связанные с недостаточным качеством сварки, приводящие к появлению и быстрому развитию цепочки непроваров, возникших при ремонтных работах.

Выводы

Показано, что изолированные дефекты, возникшие в зонах концентрации напряжений и пластических деформаций, развиваются от микротрещины до критических размеров за время в среднем от 4 до 6 лет. Это определяет сроки межремонтных периодов обследования крышки гидротурбины. Наличие зон пластических деформаций определяет остаточный ресурс конструкции в целом. Достаточно смоделировать долговечность с учетом пластических деформаций одного ребра. Процесс выхода из строя остальных ребер из 24-х может произойти лавинообразно. Вследствие выхода из строя значительного количества ребер происходит разрыв сварных швов, ведущий к образованию цепочек несплошностей. Наличие цепочек несплошностей в сварных швах приводит к резкому снижению долговечности. При всех рассмотренных нагрузках и размерах цепочек

долговечность конструкции не превышает одного года.

Проведенный анализ показывает, что остаточный ресурс крышки является критически низким – до 1 года (при худшей ситуации, когда выйдет из строя больше половины ребер), что свидетельствует о необходимости замены крышки в ходе модернизации агрегата №3 Нурекской ГЭС.

Литература

1. Бате К. Численные методы анализа и метод конечных элементов / К. Бате, Е. Вилсон. – М.: Наука, 1982. – 448 с.
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. Андрейкив А.Е. Усталостное разрушение и долговечность конструкций / А.Е. Андрейкив, А.И. Дарчук. – К.: Наук. думка, 1987. – 404 с.

4. Махутов Н.П. Деформационные критерии разрушения и расчет элементов конструкций на усталостную прочность / Н.П. Махутов. – М.: Машиностроение, 1981. – 277 с.

5. Кантор Б.Я. Гиперсингулярные интегральные уравнения в задачах механики сплошной среды / Б.Я. Кантор, Е.А. Стрельникова. – Х.: Новое слово, 2005. – 252 с.

Поступила в редакцию 30.05.2009

Рецензент: д-р техн. наук, проф., главный ведущий сотрудник отдела прочности и оптимизации конструкций Б.Я. Кантор, Институт проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.

ДОВГОВІЧНІСТЬ КРИШКИ ГІДРОТУРБИНИ З УРАХУВАННЯМ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ДЕФЕКТІВ

Т.Ф. Медведовська, О.О. Стрельникова, О.В. Єселева, О.Л. Зайденварг

Створені математичні моделі і програмні модулі для розрахункових схем з урахуванням геометричних параметрів, навантаження, умов закріплення кришки гідротурбіни Нурекської ГЕС робочого колеса, відпрацьованого 45 років. Здійснено розрахунки статичних та динамічних напружень для експлуатаційного режиму, оцінено залишковий ресурс кришки гідротурбіни і довговічність за наявності дефектів. Міцнісні розрахунки конструкції виконувались з використанням методів скінченних елементів у сполученні з методом розкладення переміщень та навантажень в ряди Фур'є. Встановлено, що при наявності дефектів, що виявлені, залишковий ресурс кришки є неприпустимо малим.

Ключові слова: гідротурбіна, метод конечных элементов, прочность, динамика, ресурс

RESIDUAL LIFE OF HYDRAULIC TURBINE LID WITH EXPLOITATION DEFECTS

T.F. Medvedovskaya, E.A. Strelnikova, E.V. Yeseleva, O.L. Zajdenvarg

The mathematical models and Computer Codes for calculation schemes including geometrical parameters and loading condition for Nurek hydropower station wheel that has been in exploitation during 45 years are elaborated. The investigation of static and dynamic stress-strain field for exploitation regime was concluded, the residual life of hydraulic turbine lid with defects was estimated. The finite element method coupled with Fourier expansion for displacements and loading for structure calculations on stiffness were in use. It was stated that the residual life of hydraulic turbine under considered defects is insufficiently small.

Key words: hydraulic turbine, finite element method, stiffness, dynamics, residual life

Медведовская Татьяна Федоровна – канд. техн. наук, ст. научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail kantor@ipmach.kharkov.ua.

Стрельникова Елена Александровна – д-р. техн. наук, проф., ведущий научный сотрудник отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail estrel@ipmach.kharkov.ua.

Єселева Елена Валентиновна – канд. техн. наук, ст. научный сотрудник, старший научный сотрудник отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail kantor@ipmach.kharkov.ua.

Зайденварг Ольго Леонидовна – аспирант отдела прочности и оптимизации конструкций Института проблем машиностроения им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail kantor@ipmach.kharkov.ua.