

УДК 539.3

**И.С. ВЕРЕМЕЕНКО¹, Б.Я. КАНТОР¹, Т.Ф. МЕДВЕДОВСКАЯ¹,
И.Е. РЖЕВСКАЯ¹, С.А. АНДРЮЩЕНКО²**

¹ *Институт проблем машиностроения им. А.М. Подгорного НАН Украины, Харьков*

² *ООО «Харьковтурбоинжиниринг», Харьков, Украина*

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПРОЧНОСТНЫХ И ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ЦИКЛИЧЕСКИ СИММЕТРИЧНЫХ КОНСТРУКЦИЙ ГИДРОТУРБИН

Разработаны методики уточненного расчета статики и динамики циклически симметричных конструкций для многовариантного проектирования корпусов и крышек гидротурбин. Выполнен расчет статической прочности корпуса рабочего колеса поворотной-лопастной гидротурбины под действием давления центробежной системы «лопасть – цапфа – рычаг» и вертикальных реакций на внешней и внутренней опорах цапфы. Проведен анализ прочности и оценка ресурса крышки гидротурбины с учетом условий эксплуатации. Прикладные методики и программы расчетов статики, динамики и ресурса внедрены при создании уникального оборудования ГЭС.

гидротурбина, метод конечных элементов, прочность, динамика, ресурс

Вступление

Создание надежных и долговечных циклически симметричных конструкций гидротурбин, к которым можно отнести корпуса рабочего колеса (РК) и крышки, требует выполнения анализа их прочностных, динамических характеристик и ресурса теоретическими методами на стадии проектирования новых машин, и особенно важно при модернизации работающего оборудования. Эта проблема является актуальной как в Украине, так и в странах ближнего и дальнего зарубежья. Состояние рассматриваемых элементов конструкций оказывает существенное влияние на КПД поворотных-лопастных (ПЛ) гидротурбин.

1. Методика решения статической и динамической задачи для циклически симметричных конструкций гидротурбин

Конструкции корпуса и крышки гидротурбины представляют собой циклически симметричные конструкции, которые могут быть подкреплены регулярной системой меридиональными многосвязными пластинами. В работах [1] задача об определении

НДС таких конструкций решается в осесимметричной и циклически симметричной постановках. При нециклическом нагружении таких конструкций сложность решения задачи резко возрастает. В работе [2] предложен альтернативный подход, включающий в себя метод подконструкций, разложений Фурье и метод конечных элементов.

В данной работе нагружение конструкции считается произвольным. Принимая во внимание значительное количество ребер, распределяем их толщину равномерно в окружном направлении. Такой подход обеспечивает возможность проводить дискретизацию на конечные элементы двумерного меридионального сечения конструкции. Точность решения задачи зависит от количества удерживаемых гармоник, числа конечных элементов и аппроксимации перемещений на элементе.

Для решения задачи определения НДС используется МКЭ с разложениями векторов перемещений (u) и (v) в ряды Фурье по окружной координате.

$$(u_1) = (u_1^{(0)}) + (u_1^{(1)}) \cos \varphi + (u_1^{(2)}) \cos 2\varphi + \dots \quad ;$$

$$(u_2) = (u_\varphi) = (u_\varphi^{(-1)}) \sin \varphi + (u_\varphi^{(-2)}) \sin 2\varphi + \dots \quad ;$$

$$(u_1) = (u_1^{(0)}) + (u_1^{(1)}) \cos \kappa + (u_1^{(2)}) \cos 2\varphi + \dots \quad (1)$$

Векторы распределенной нагрузки (q) и контурных сил (p_i) допускают разложения Фурье, аналогичные (1).

Вариационное уравнение, разрешенное относительно неизвестных амплитудных значений (u^k), (v^k), имеет вид

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

Условия непрерывности перемещений требуют $u_r^{(k)} = v_r^{(k)}, u_z^{(k)} = v_z^{(k)}$.

Вынужденные колебания конструкций при полигармоническом во времени нагружении описываются уравнением

$$Ku - \omega^2 Mu = Q,$$

где K, M – матрицы жесткости и масс соответственно;

ω – частота колебаний;

Q – вектор внешней узловой нагрузки, изменяющейся во времени t .

Отвечающие i -й гармонике векторы $u_i(r, z, \varphi)$ и $q_i(r, z, \varphi)$ представляем рядами Фурье по окружной координате и по времени t

$$\begin{aligned} u_{rk} &= u_{rk}^0 + \sum_{k=1}^{kf} u_{rk}^k \cos k\varphi; & q_{rk} &= q_{rk}^0 + \sum_{k=1}^{kf} q_{rk}^k \cos k\varphi; \\ u_{zk} &= u_{zk}^0 + \sum_{k=1}^{kf} u_{zk}^k \cos k\varphi; & q_{zk} &= q_{zk}^0 + \sum_{k=1}^{kf} q_{zk}^k \cos k\varphi; \\ u_{\varphi k} &= \sum_{k=1}^{kf} u_{\varphi k}^{-k} \sin k\varphi; & q_{\varphi k} &= \sum_{k=1}^{kf} q_{\varphi k}^{-k} \sin k\varphi, \\ & & & k = 0, 1, 2, \dots, kf. \end{aligned} \quad (2)$$

Используя (2), приходим к решению ряда независимых квазистатических задач для гармоник, фиксированных по времени

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

2. Методика расчета статической прочности корпуса РК ПЛ гидротурбины

Корпус РК ПЛ гидротурбины является телом вращения с циклически расположенными отверстиями. К нему крепятся цапфа и лопасть с фланцем. На рис. 1 показано радиальное сечение корпуса РК.

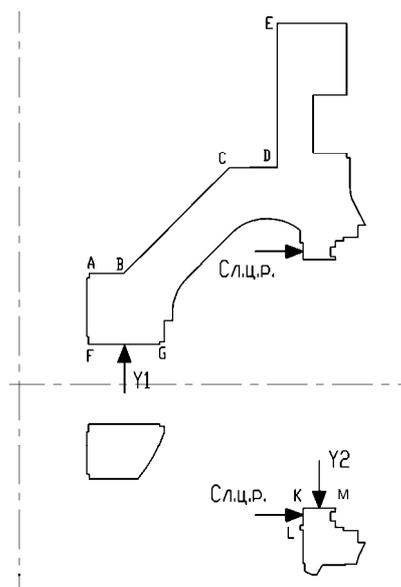


Рис. 1. Сечение корпуса РК ПЛ гидротурбины

В качестве расчетной модели выбираем один из циклически повторяющихся секторов корпуса РК (рис. 2).

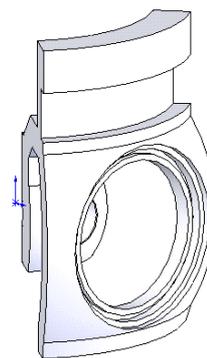


Рис. 2. Сектор корпуса РК ПЛ гидротурбины

Геометрия объекта получена путем поворота радиального сечения корпуса РК на угол, с последующим вырезом отверстий под цапфу. Конструкция крепится к валу болтовым соединением. Частое

расположение болтов позволяет считать верхнюю горизонтальную поверхность корпуса жестко заземленной. Распределенная нагрузка приложена по поверхностям, которые образованы при повороте отрезков АВ, ВС, CD, DE сечения вокруг оси вращения корпуса (см. рис. 1). Корпус нагружен центробежной силой системы лопасть – цапфа – рычаг. Это усилие распределяем по цилиндрической поверхности высотой KL. В результате расчета усилий сервомотора РК получены: Y_2 – вертикальные реакции на внешней опоре цапфы и Y_1 – на внутренней. Усилия распределяем по поверхности контакта, которая является участком цилиндрической поверхности шириной KM, радиусом R_2 и углом раствора φ_2 . Аналогично усилие Y_1 распределяем по поверхности контакта шириной FG, радиусом R_1 и углом раствора φ_1 . Закон изменения контактного давления имеет следующий вид:

$$q_2 = A_2 \sin \frac{\pi\alpha}{\varphi_2}; \quad 0 \leq \alpha \leq \varphi_2;$$

$$q_1 = A_1 \sin \frac{\pi\beta}{\varphi_1}; \quad 0 \leq \beta \leq \varphi_1.$$

Для определения амплитуды A_2 (A_1) приравниваем усилие Y_2 (Y_1) к интегралу по поверхности контакта от контактного давления. Следовательно

$$A_2 = Y_2 \pi / 2 R_2 l_2 \varphi_2; \quad A_1 = Y_1 \pi / 2 R_1 l_1 \varphi_1,$$

где R_2 , R_1 – внешний и внутренний радиусы цапфы соответственно;

$$l_2 = KM, \quad l_1 = FG.$$

Для определения закона изменения контактного давления (3) углы выбираются по результатам численного эксперимента $\varphi_2 = 120^\circ$ и $\varphi_1 = 144^\circ$ при условии совпадения характера распределения и значения интенсивности напряжений.

Проведено исследование НДС корпуса РК ПЛ гидротурбины под действием давления, центробежной системы лопасть – цапфа – рычаг, вертикальных реакций на внешней и внутренней опорах цапфы ($\varphi_2 = \varphi_1 = 120^\circ$). На рис. 3 показана конечноэлементная

сетка трехмерной модели сектора корпуса с разных точек обзора.

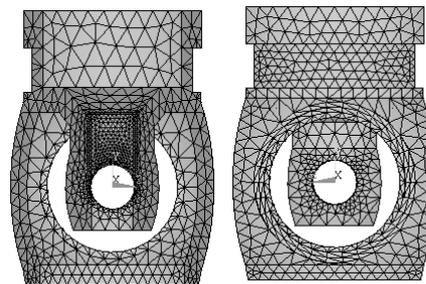


Рис. 3. Конечноэлементная сетка сектора корпуса с разных точек обзора

Основные уравнения для определения статической прочности конструкции даны в [3]. На рис. 4 показано изменение перемещений в корпусе РК ПЛ гидротурбины. Максимальное значение перемещения равно 0,0015 м.

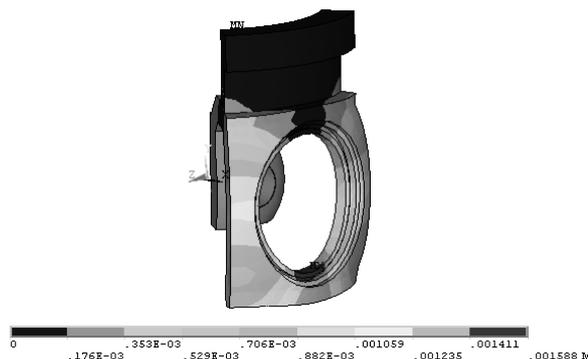


Рис. 4. Изменение перемещений в корпусе РК

На рис. 5, а, б приведена интенсивность напряжений из разных точек обзора.

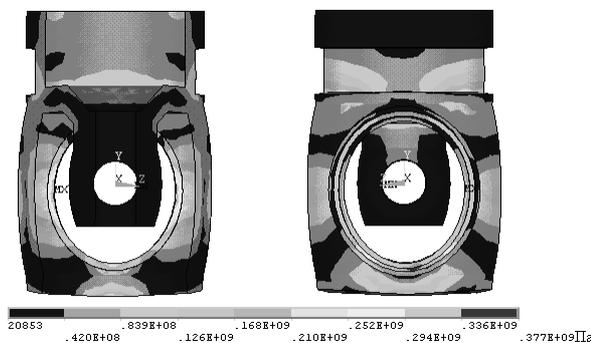


Рис. 5. Интенсивность напряжений в секторе корпуса

Концентрация напряжений возникает в месте приложения максимальной амплитуды контактного давления на внешнем радиусе цапфы и в самом узком участке между отверстиями.

Для проверки достоверности полученных результатов проводился расчет НДС РК ПЛ гидротурбины с различным разбиением сетки конечных элементов со сгущением в местах концентрации напряжений. При этом расхождение по перемещениям составило 0,4%, а по напряжениям – 3%, что свидетельствует о достоверности полученных результатов.

3. Определение прочностных и динамических характеристик крышек турбины

Расчетные схемы конструкций, моделирующая крышку по двух- и трехмерным схемам, представлены на рис. 6 и рис. 7.

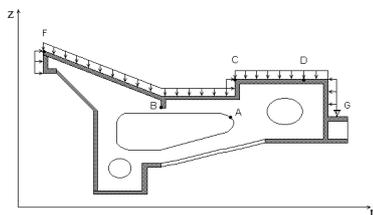


Рис. 6. Расчетная двумерная схема крышки гидротурбины

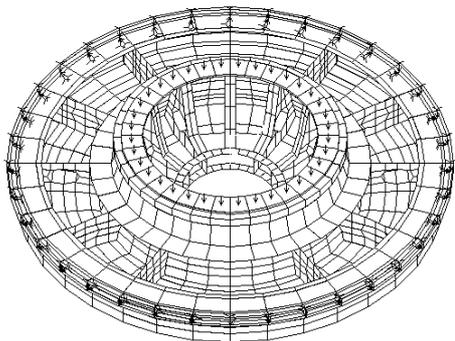


Рис. 7. Расчетная трехмерная схема крышки гидротурбины

Распределение напряжений в крышке гидротурбины приведено на рис. 8.

На рис. 9, 10 приведены амплитудно-частотные

характеристики крышки гидротурбины при защемлении по поверхности фланца для нормального и переходного режимов (срыв уплотнения), $\omega_1 = 45,5$ Гц. Максимальные напряжения в режиме срыва уплотнения превышают аналогичные в нормальном режиме на 18 – 20%.

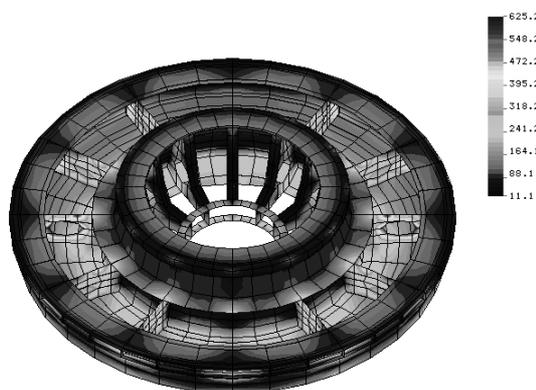


Рис. 8. Распределение напряжений в крышке гидротурбины

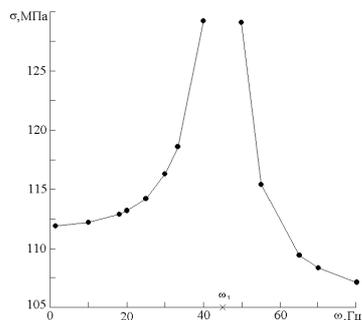


Рис. 9. Амплитудно-частотная характеристика стальной крышки в нормальном режиме

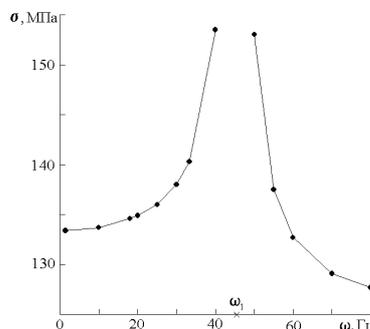


Рис. 10. Амплитудно-частотная характеристика стальной крышки в режиме срыва уплотнения

На рис. 11 приведены амплитудно-частотные характеристики крышки при опирании по линии кре-

пежа, $\omega_1 = 40,6$ Гц. Максимальные напряжения в крышке при этих условиях крепления уменьшаются на 8%.

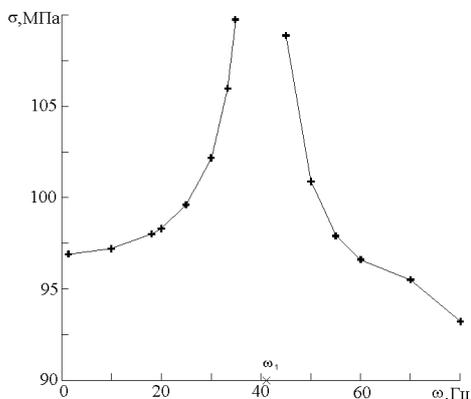


Рис. 11. Амплитудно-частотная характеристика стальной крышки в нормальном режиме

При приближении частоты нагрузки к первой собственной частоте наблюдается резкое повышение напряжений с последующим спадом после резонанса.

Проведен анализ проектного ресурса крышки агрегата ДнепроГЭС-1 на основе теории линейного накопления повреждений. Амплитуда гидродинамического давления задавалась $2P_0 = 0,1H$ (H – максимальный напор). Механические и усталостные характеристики материала Ст3, согласно приведенным в справочниках данным. Уровень остаточных напряжений σ_{mm} для Ст3 составляет 160 – 170 МПа. Прогнозируется срок службы не менее 30 лет ($T = 131400$ часов), что при частоте нагружения $f = 1,388$ Гц составит $N_э = 6,56 \cdot 10^8$ циклов нагружения. Ресурс крышки агрегата приведен в табл. 1.

Таблица 1

Расчетный ресурс стальной крышки для разных условий закрепления

| Тип закрепления | σ_m , МПа | σ_a , МПа | N | n , лет |
|-----------------|------------------|------------------|--------------------|-----------|
| защемление | 105 | 6,2 | $1,121 \cdot 10^9$ | 51 |
| опирание | 92 | 5,9 | $1,615 \cdot 10^9$ | 73 |

Полученный проектный ресурс удовлетворяет требованиям тендора на проектирование и изготовление новой крышки агрегата ДнепроГЭС-1.

Выводы

Разработаны методики и пакеты прикладных программ для расчета НДС, динамики и оценки ресурса циклически симметричных конструкций (корпусов и крышек) гидротурбин. Их применение делает возможным проводить комплексный анализ прочностных характеристик и надежности конструкций при проектировании и модернизации агрегатов ГЭС с учетом условий эксплуатации.

Литература

1. Медведовская Т.Ф., Зеленская О.Н., Медведовский А.В. Прочность, динамика и ресурс несущих конструкций гидротурбин // Проблемы машиностроения. – 2007. – Т. 10. – С. 49-55.
2. Кантор Б.Я., Миткевич В.М. Эффективный метод определения напряженно-деформированного состояния конструкций из оболочек или тел вращения, подкрепленных регулярной системой радиальных пластин при несимметричном радиальном и осевом нагружении / АН УССР. Ин-т пробл. машиностроения. – Х., 1985. – 16 с. – Деп. в ВИНТИ 26.03.85, № 2484.
3. Кантор Б.Я., Медведовская Т.Ф., Ржевская И.Е., Олейник Н.И. Оценка НДС, ресурса ротора дискового гидрозатвора и крышки гидротурбины при условии безопасной эксплуатации // Вестник двигателестроения. – № 3. – С. 80-84.

Поступила в редакцию 30.05.2008

Рецензент: д-р техн. наук Ю.С. Воробьев, ИПМаш им. А.Н. Подгорного НАН Украины, Харьков.