

УДК 539.3

Математическое моделирование вибрационного состояния несущих конструкций обратимых машин ГАЭС

Т. Ф. Медведовская, Е. Л. Медведева

Институт проблем машиностроения им А. Н. Подгорного НАН Украины, Украина

Разработаны методики и пакеты прикладных программ для численного анализа динамического напряженно-деформированного состояния и динамики несущих конструкций (крышек) обратимых гидромашин, работающих в диапазоне напоров 70 – 600 м. Приведены результаты численных исследований динамики крышки гидромашин ГАЭС производства ОАО «Турбоатом». Эти результаты дадут возможность конструкторам обосновать необходимость модернизации существующего оборудования ГЭС.

Ключевые слова: обратимые гидромашин, динамика, несущие конструкции, крышки.

Розроблено методики та пакети прикладних програм для чисельного аналізу динамічного напружено-деформованого стану та динаміки несучих конструкцій (кришок) оборотних гідромашин, що працюють у діапазоні напорів 70 – 600 м. Наведено результати чисельного дослідження динаміки кришки гідромашини ГАЕС виробництва ВАТ «Турбоатом». Ці дослідження дають змогу конструкторам обґрунтувати необхідність модернізації існуючого обладнання ГЕС.

Ключові слова: оборотні гідромашини, динаміка, несучі конструкції, кришки.

The method and Computer Codes for numerical simulation of dynamical stress-strain state and dynamics of bearing structures (covers) of reversible hydraulic machines operated in diapason of 70 – 600 meters. The results of numerical investigation of dynamical characteristics for cover of hydraulic machine for Hydraulic Accumulate Power Station of OJSC "Turboatom" production. These results allow designers to show necessity of modernization of units at operated hydraulic and accumulative power station.

Key words: reversible hydraulic turbine, dynamics, bearing structures, covers.

1. Общая постановка задачи и её актуальность

При проектировании обратимых гидромашин одной из основных проблем является обеспечение их прочности и надежности в условиях продолжительной работы под действием гидростатического и многоциклового динамического нагружения.

Обратимые гидромашины получают все большее развитие в связи с интенсивным строительством гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС), предназначенных для выравнивания графика нагрузки энергосистем. Наиболее широкое применение в настоящее время получили радиально-осевые обратимые гидромашин, работающие в диапазоне напоров от 70 до 600 м. Специфика рабочего процесса ГАЭС требует специальных проектных решений, обеспечивающих надежную работу узлов и конструкций, одной из которых является крышка. Крышка гидротурбины – крупногабаритная сварная неподвижная кольцевая деталь, ограничивающая сверху проточную часть и служащая основанием для размещения деталей направляющего аппарата (НА). Опыт эксплуатации первых гидромашин Киевской ГАЭС и их дальнейшая модернизация позволили создать надежные несущие конструкции более мощной Днестровской ГАЭС и

разработать рациональную конструкцию крышки обратимой турбины Зеленчукской ГАЭС.

Несмотря на значительные достижения в исследовании прочности циклически симметричных металлоконструкций, исследование их надежности остается актуальным. Очевидно, что при вариантном проектировании уникального гидротурбинного оборудования ГАЭС необходимо иметь методики оперативного определения их статического и динамического напряженно-деформированного состояния (НДС) позволяющие с достаточной точностью создавать расчетные модели.

В настоящей работе исследование прочности и динамических характеристик крышек гидромашин проводится на базе современных эффективных методов и программ для расчета прочности и динамических характеристик сварных несущих конструкций на основе теории упругости с использованием метода конечных элементов (МКЭ) в сочетании с аналитическим представлением перемещений и нагрузок рядами Фурье [1-2].

2. Истоки исследования авторов и нерешенные проблемы

Решение поставленной задачи о вынужденных колебаниях конструкции решается методом разложения искомым перемещений по собственным формам [3] применительно к крышкам гидротурбин. Исходная конструкция крышки гидротурбины является циклически симметричной, которая состоит из оболочек вращения и регулярной системы меридиональных пластин. Методика исследования динамического состояния крышек основана МКЭ в сочетании с методом разложения перемещений в ряды Фурье по окружной координате. Это дает возможность построить указанную методику для двухмерного меридионального сечения, проходящего через ребро жесткости.

Анализ исследований показал, что для автоматизированного выполнения расчетов прочности упругих конструкций разработано и используется достаточно много программных комплексов, которые отличаются по своим возможностям. Большинство из них используют МКЭ. К ним относятся коммерческие программные комплексы Cosmos, Ansys и др.

Создание турбин с максимально возможным КПД при обеспечении надежной работы в течении 40 лет требует новых конструктивных решений их основных узлов. В связи с этим целью настоящей работы является разработка оперативной расчетно-экспериментальной методики исследования вибрационных характеристик крышек турбомашин с учетом результатов анализа их состояния за период эксплуатации.

3. Метод решения

Для решения задачи о вынужденных колебаниях несущих конструкции используется численный МКЭ в сочетании с разложениями перемещений тел вращения (u), пластин (v) и нагрузок в ряды Фурье по окружной координате.

$$\begin{aligned} u_1 &= (u_1^{(0)}) + (u_1^{(1)}) \cos \varphi + (u_1^{(2)}) \cos 2\varphi + \dots, \\ u_2 = u_\varphi &= (u_\varphi^{(-1)}) \sin \varphi + (u_\varphi^{(-2)}) \sin 2\varphi + \dots, \end{aligned}$$

$$(v) = (v^{(0)}) + (v^{(1)}) \cos \varphi + (v^{(2)}) \cos 2\varphi + \dots$$

Вариационное уравнение относительно неизвестных амплитудных значений перемещений тела вращения ($u^{(k)}$) и меридиональных пластин ($v^{(k)}$), имеет вид

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

где E – модуль упругости.

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

Задача динамики конструкции решается исходя из матричного уравнения свободных колебаний

$$\mathbf{K}(U) - p^2 \mathbf{M}(U) = 0,$$

где \mathbf{K} и \mathbf{M} – матрицы жесткости и масс конструкции соответственно.

Вынужденные колебания конструкции при полигармоническом во времени нагружении описываются уравнением

$$\mathbf{K}u - \omega^2 \mathbf{M}u = Q,$$

где u – вектор перемещений конечных элементов порядка N ; ω – частота колебаний; Q – вектор внешней узловой нагрузки, изменяющейся во времени t .

Для решения задачи строим матрицы масс \mathbf{M}_k и жесткости \mathbf{K}_k конструкции для любой k -й гармоники разложения относительно вектора амплитудных значений перемещений u_{ik} и нагрузок Q , применив разработанный в [1, 2] конечно-элементный подход. Векторы перемещений и внешних нагрузок раскладываем в ряд Фурье по времени t .

Для решения задачи строим матрицы масс \mathbf{M}_k и жесткости \mathbf{K}_k конструкции для любой k -й гармоники разложения относительно вектора амплитудных значений перемещений u_{ik} и нагрузок Q , применив разработанный [1, 2] конечно-элементный подход. Векторы перемещений и внешних нагрузок раскладываем в ряд Фурье по времени t .

Задача о вынужденных колебаниях конструкции решается методом разложения искомых перемещений по собственным формам [3] применительно к крышкам гидротурбин.

Уравнение (1) решается в два этапа.

Первый этап – находим n собственных частот и форм колебаний конструкции

$$v_s^T \mathbf{M} v_j = \begin{cases} 1, & i = j, \\ 0, & i \neq j, \end{cases}$$

$$0 \leq \omega_1^2 \leq \omega_2^2 \leq \omega_3^2 \dots \leq \omega_n^2.$$

Уравнение (1) удовлетворяется при подстановке любого из n решений $v_i \sin \omega t$.

Второй этап – находим решение в виде разложения вектора u по собственным формам $u = \sum_{i=1}^n a_i v_i$, $a_i = a_i(t)$.

Приходим к системе дифференциальных уравнений

$$[\ddot{a}(t)] + \lambda [a_i(t)] = q(t), \quad (2)$$

где λ – диагональная матрица

$$\lambda = \begin{bmatrix} \lambda_1 & & & \\ & \lambda_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \lambda_i \end{bmatrix}, \quad \lambda_i = \omega_i^2, \quad i=1, 2, \dots, n.$$

В случае гармонической нагрузки, подставляя в (2) выражение

$$[a_i(t) = \sum_{k=1}^n [a_{ik}] \sin \omega_k t$$

в виде гармонического ряда, приходим к совокупности не связанных друг с другом уравнений

$$\lambda_i [a_{ik}] - \omega_k^2 [a_{ik}] = [q_k].$$

Отсюда находим элементы матрицы $[a_{ik}] = \frac{[q_k]}{\lambda_i - \omega_k^2}$,

где ω_k – частоты слагаемых нагрузки ($k = 1, 2, \dots, n$).

Для получения решения достаточно учитывать ограниченное количество собственных форм ($i = 1, 2, \dots, n$; $n \ll N$).

4. Исследование НДС и динамики несущих конструкций обратимых гидромашин ГАЭС

Крышка гидромашин Зеленчугской ГАЭС (напором 70 м) воспринимает нагрузки от гидродинамического давления, действующего на контактирующую с водой поверхность, вес деталей направляющего аппарата, регулирующего кольца, деталей торцевого уплотнения вала, а также направляющего подшипника. Крышка изготовлена сварной, материал крышки – листовая углеродная сталь СтЗсп. Фланец крышки крепится к статору турбины. Общий вид крышки представлен на рис.1.

Для расчета НДС крышки определены два характерных режима работы турбины:

- турбинный – мощность турбины $N = 38$ МВт при напоре $H = 218,0$ м;
- насосный – мощность турбины $N = 45.2$ МВт при напоре $H = 218,0$ м.

На рис. 2 показаны первичная дискретизация области и участки поверхности крышки, к которым при работе турбины приложены нагрузки, определенные с учетом веса прикрепленных к ней деталей и давления воды.

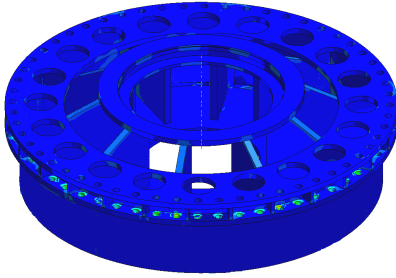


Рис. 1. Общий вид крышки обратимой гидромашины

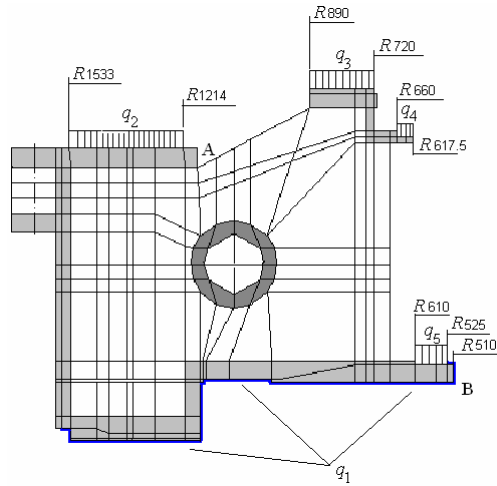


Рис. 2. Первичная дискретизация крышки и распределение нагрузок

В табл. 1 приведены значения действующих нагрузок q_i ($i = 1, 2, 3, 4$) от массовых усилий, которые не зависят от режима работы агрегата.

Таблица 1. Значения действующих нагрузок

Режим работы	Распределенная нагрузка, МПа			
	q_2	q_3	q_4	q_5
турбинный	0,0496	0,0586	0,0294	0,0411
насосный	0,0496	0,0586	0,0294	0,0411

Давление воды q_{1i} на поверхностях крышки (см. рис. 2) отвечает эпюре распределения давлений (рис. 3, 4).



Рис. 3. Эюра распределения давлений под крышкой турбины в турбинном режиме

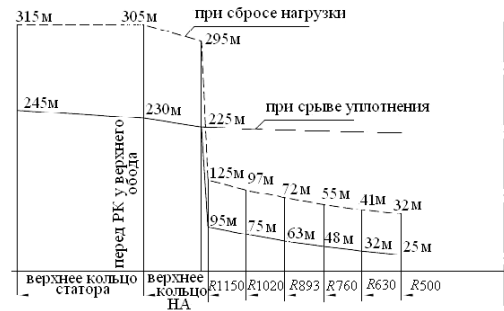


Рис. 4. Эюра распределения давлений под крышкой турбины в насосном режиме

Рассмотрим результаты расчетов статических напряжений крышки агрегата Зеленчугской ГАЭС. Для крышки гидромашины расчеты выполнены для разных режимах работы.

На рис. 5 приведено деформированное состояние крышки, а на рис. 6 распределение интенсивности напряжений в двухмерной области крышки в насосном режиме. Статические напряжения σ_m для разных режимов работы нагрузки принимают следующие значения: в турбинном – 30,15 МПа, насосном – 43,15 МПа. Из этого следует, что максимальная интенсивность напряжений в насосном режиме 43,15 МПа.

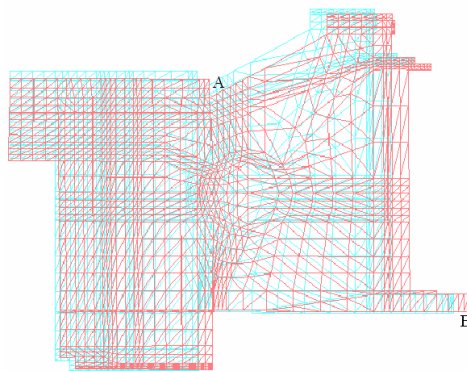


Рис. 5. Деформированное состояние

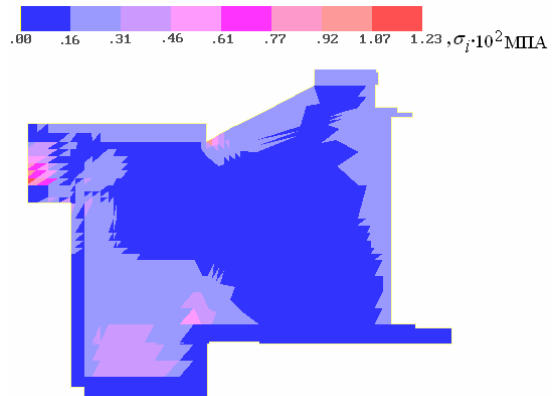


Рис. 6. Распределение интенсивности напряжений

Собственные частоты колебаний крышки Зеленчугской ГАЭС приведены в табл. 2.

Таблица 2. Спектры частот собственных колебаний крышки

Номер гармоники	Номер частоты	Частота, Гц
0	1	154,2
	2	301,3
	3	391,9
1	1	101,6
	2	262,5
	3	296,5
2	1	144,6
	2	292,4
	3	356,9

При динамическом нагружении в спектре частот возбуждения заданы такие частоты: оборотная $\omega_1 = 10$ Гц; двойная оборотная $\omega_2 = 20$ Гц, лопастная $\omega_3 = 70$ Гц; лопаточная $\omega_4 = 200$ Гц.

Максимальные $\sigma_{i \max}$ и минимальные $\sigma_{i \min}$ значения интенсивности напряжений при статическом и динамическом нагружении приведены в табл. 3.

Таблица 3. Максимальные значения интенсивности напряжений

Режим работы	Статические в точке А	Динамические $\sigma_{i \max} / \sigma_{i \min}$, МПа			
	σ_p , МПа	ω_1	ω_2	ω_3	ω_4
турбинный	88,7	16,15/0,18	19,97/0,21	130,70/0,15	26,20/0,15
насосный	95,4	17,13/0,16	23,64/0,23	141,10/0,17	28,08/0,14

Максимальные перемещения в точке В (см. рис. 5) следующие: в турбинном режиме – 0,0325 мм, в насосном – 0,0363 мм. При динамическом нагружении амплитудные напряжения составили приблизительно 20 % от статических.

На основе опыта эксплуатации ГАЭС [4] и первых гидромашин Киевской ГАЭС [5] предприятием ОАО «Турбоатом» выполнено проектирование новых гидромашин Зеленчугской ГАЭС (напор 230 м) и проведены исследования прочности и надежности несущих конструкций гидромашин.

5. Выводы и результаты дальнейших исследований

Созданные методики рекомендованы для использования при проектировании новых несущих конструкций и модернизации турбин ГАЭС с целью замены некоторых агрегатов гидротурбин на обратимые машины. В связи с этим, при проведении расчетных исследований крышек необходимо учитывать изменения гидростатических и гидродинамических нагрузок. На базе разработанных методик создан нормативный документ [5].

ЛИТЕРАТУРА

1. Зеленская О.Н., Медведовская Т.Ф., Еселева Е.В. Анализ динамических характеристик тонкостенных элементов проточного тракта гидротурбин // Пробл. машиностроения. – 2003. – Т. 6, № 2. – С. 121-130.
2. Медведовская Т.Ф., Медведовский А.В., Еселева Е.В., Зеленская О.Н. Метод конечных элементов в задаче определения радиальной жесткости циклически симметричных несущих конструкций гидротурбин // Пробл. машиностроения. – 1999. – Т.2, № 1–2. – С. 58-62.
3. Бате К., Вильсон Е. Численные методы анализа и метод конечных элементов. – М.: Стройиздат, 1982.– 445 с.
4. Медведовская Т.Ф., Зеленская О.Н., Линник А.В., Гелеверя А.Г. Разработка рациональной конструкции крышки гидротурбины при модернизации высоконапорной ГЭС // Надійність і довговічність машин і споруд. –2011. – Вип.34. – С. 139-147.
5. Кантор Б., Стрельнікова О., Медведовська Т., Ржевська І., Єселева О., Линник О., Зеленська О. Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної частини гідротурбін ГЕС та ГАЕС. Методичні вказівки: нормативний документ. СОУ-Н МЕН 40.1 –21677681–51: 2011: утв. Міністерством енергетики та вугільної промисловості України: введ в действие 07.07.11. – К.: Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2011. – 76 с.