

УДК 539.3

Т. Ф. МЕДВЕДОВСКАЯ¹, И. Е. РЖЕВСКАЯ¹, Е. Л. МЕДВЕДЕВА¹,
В. Н. ЕФИМЕНКО², О. Н. ЗЕЛЕНСКАЯ²¹ *Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Украина,*² *Открытое акционерное общество «ТУРБОАТОМ», Украина***РЕСУРС КРЫШКИ И СИЛОВОЙ ШПИЛЬКИ ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ**

Разработаны методики и пакеты прикладных программ для численного анализа динамической прочности и ресурса крышки гидроагрегата и силовой шпильки крепления фланца крышки к статору. Крышка гидроагрегата воспринимает нагрузки от гидродинамического давления, действующего на ее контактирующую с водой поверхность. Шпильки воспринимают суммарную нагрузку от действия осевой гидравлической силы и усилия затяжки. Полученные численные результаты позволяют оценить прочность и ресурс элементов конструкций обратимой гидромашинной высоконапорной ГАЭС с учетом различных режимов эксплуатации.

Ключевые слова: крышка, силовая шпилька, гидроагрегат, ГАЭС, обратимая гидромашинная, математические модели, динамическое напряженно-деформированное состояние, ресурс.

Введение

В последние годы, в связи с возросшей конкуренцией на рынке энергетического оборудования, резко повысился уровень требований к его эффективности и надежности.

Обратимые гидромашинные получают все большее развитие в связи с интенсивным строительством ГАЭС, предназначенных для выравнивания графика нагрузки энергосистем. Специфика рабочего процесса ГАЭС требует оперативных высокоточных методик и программ для исследования прочности, динамики и ресурса крышки и силовой шпильки крепления фланца крышки к статору при различных режимах эксплуатации.

Опыт эксплуатации первых обратимых гидромашин Киевской ГАЭС [1] и их дальнейшая модернизация позволили создать надежные несущие конструкции для гидромашин более мощной Днестровской ГАЭС и разработать рациональную конструкцию крышки обратимой гидромашинной высокоскоростной Зеленчукской ГАЭС.

В настоящей работе проведены исследования динамических характеристик и ресурса одного из вариантов конструкции крышки обратимой гидромашинной ГАЭС на базе метода конечных элементов (МКЭ) в сочетании с аналитическим представлением перемещений и нагрузок рядами Фурье [2-3], а также динамической прочности шпильки крепления фланца этой крышки к статору с применением МКЭ. Для корректного анализа распределения динамических напряжений в шпильках, включая зоны их возможной концентрации, в расчетной модели учтены контактные явления [4-6].

1. Методика определения ресурса деталей гидромашин

Определение ресурса крышки гидромашинной и силовой шпильки крепления фланца крышки к статору выполняется на основе разработанного нормативного документа [7]. При выполнении расчетов по методике оценки ресурса исходными являются следующие данные: характер и величина нагрузок, вызывающих напряжения в конструкции, количество циклов ее нагружения, кривые усталости материала.

Приведем краткое описание теории и метода расчета усталостной прочности, которые используются при проектировании несущих конструкций и силового крепежа [8-9].

Исходным положением теории является представление зависимости предельных амплитуд от среднего напряжения цикла $\sigma_{ап} = f(\sigma_m)$ и отвечающая ей диаграмма (рис. 1).

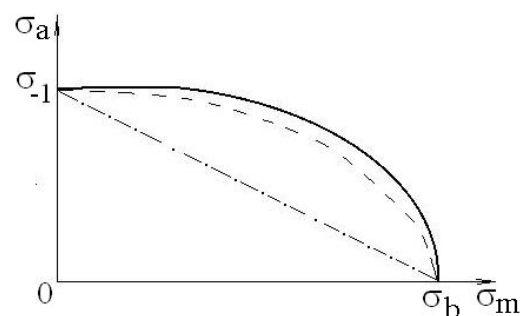


Рис. 1. Диаграмма предельных амплитуд напряжений при асимметричных циклах

На рисунке σ_b – предел прочности материала, σ_{-1} – предел выносливости образца при базовом количестве симметричных циклов в воздухе, σ_m и σ_a – средние и амплитудные значения напряжений цикла. Предполагается, что на конструкцию действует циклическая нагрузка P , состоящая из статической компоненты P_m и амплитудного значения P_a

$$P = P_m + P_a \sin \omega t. \quad (1)$$

Коэффициентом асимметрии цикла некоторой функции есть $r = (\sigma_m - \sigma_a) / (\sigma_m + \sigma_a)$. Очевидно, что при симметричном цикле $r = -1$.

Для получения формулы, позволяющей без использования графиков найти предельное напряжение цикла $\sigma_{ап}$ по известным значениям σ_{-1} , σ_b , σ_a , σ_m , следует аппроксимировать график аналитической зависимостью. Наиболее близкой представляется уравнение эллипса

$$\left(\sigma_{ап} / \sigma_{-1}\right)^2 + \left(\sigma_m / \sigma_b\right)^2 = 1,$$

откуда

$$\sigma_{ап} = \sigma_{-1} \sqrt{1 - \left(\sigma_m / \sigma_b\right)^2}.$$

На рисунке 1 показана более близкая к данным экспериментов зависимость (пунктирная линия) [8]

$$\sigma_{ап} = \sigma_{-1} \sqrt{1 - \sigma_m / \sigma_b}. \quad (2)$$

Линейная связь (штрихпунктирная линия)

$$\sigma_{ап} = \sigma_{-1} (1 - \sigma_m / \sigma_b) \quad (3)$$

применяется наиболее часто в расчетной практике, но она дает заведомо заниженные результаты.

Пусть n – запас усталостной прочности по наибольшему амплитудному значению напряжений σ_a в конструкции. Тогда предельные амплитудные значения напряжений будут

$$\sigma_{ап} = n \cdot \sigma_a. \quad (4)$$

Подставляя (4) в (2) и (3), находим запас усталостной прочности

$$n_1 = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} \sqrt{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b}}, \quad n_2 = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b}\right). \quad (5)$$

Эти формулы являются базовыми для анализа усталостной прочности реальной детали в воздухе, но они не учитывают влияния на предел выносливости масштабного фактора, состояния поверхности, концентрации напряжений, что, согласно [9], учитывается коэффициентами ε_σ , β_σ , k_σ

$$\bar{\sigma}_{-1} = \sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma / k_\sigma,$$

где ε_σ , β_σ , k_σ – коэффициенты масштабного фактора, состояния поверхности, влияния концентрации напряжений.

Согласно [9], влияние воды, главным образом, сказывается на уменьшении σ_{-1} , почти не меняя

форму диаграммы предельных амплитуд напряжений. Если считать, что в (5) σ_{-1} – предел усталостной прочности стандартного образца в воде, то полученные по этим зависимостям запасы коррозионно-усталостной прочности будут близки к реальным. Понижение σ_{-1} учитывается введением коэффициента γ [9].

В соответствии с теорией многоциклового усталости, исходными данными для определения ресурса элементов конструкций гидротурбины являются амплитудные σ_a и средние σ_m напряжения в конструкции. Количество циклов до разрушения N определяется уравнением [9]

$$N = \left(\frac{\sigma_{-1\partial}}{\sigma_a}\right)^m N_0, \quad (6)$$

где m – угол наклона кривой усталости;

N_0 – базовое число циклов нагружения;

$\sigma_{-1\partial}$ – предел выносливости детали при базовом количестве циклов N_0 , который можно определить по формуле [9]

$$\sigma_{-1\partial} = \frac{\gamma \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma \cdot \sigma_{-1}}{k_\sigma} \sqrt{1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b}}. \quad (7)$$

Среднее значение напряжения цикла определяется следующим образом:

$$\sigma_m = \sigma_{мэ} + \sigma_{мм}, \quad (8)$$

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

$\sigma_{мм}$ – остаточные напряжения.

Таким образом, формула (6) с учетом (7) и (8) примет вид

$$N = N_0 \left(\frac{\gamma \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \beta_\sigma}{k_\sigma \cdot \sigma_a} \sigma_{-1\partial} \sqrt{1 - \frac{\sigma_{мэ} + \sigma_{мм}}{\sigma_b}}\right)^m. \quad (9)$$

Проектный ресурс R определяется с учетом (8) по формуле

$$R = \frac{N}{N_E} \cdot L, \quad (10)$$

где L – количество лет работы;

N_E – количество циклов нагружения за период эксплуатации.

2. Определения ресурса конструкций крышки гидроагрегатов

Крышки гидротурбин и гидромашин представляют собой сложные циклически симметричные пространственные конструкции, состоящие из тонкостенных тел вращения, подкрепленных системой часто расположенных ребер – меридиональных многосвязных пластин. Разработан программный ком-

плекс экспериментально-теоретических исследований динамического напряженно-деформированного состояния (НДС) и оценки ресурса крышек гидроагрегатов [7]. Для решения задачи используется численный МКЭ в сочетании с разложениями перемещений и нагрузок в ряды Фурье по окружной координате.

Вынужденные колебания конструкции при полигармоническом нагружении во времени описываются уравнением [10]

$$\mathbf{K}u - \omega^2 \mathbf{M}u = \mathbf{Q}, \quad (11)$$

где \mathbf{K} , \mathbf{M} – матрицы жесткости и масс;

ω – частота колебаний;

u , Q – векторы перемещений и внешней узловой нагрузки, изменяющиеся во времени t .

При решении задачи динамики МКЭ применяются два метода: прямого интегрирования и разложения перемещений по собственным формам. Используя первый метод, 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} , применив разработанный конечноэлементный подход [3, 7]. Векторы перемещений и внешних нагрузок раскладываем в ряд Фурье по t

$$u = \sum_{i=1}^{nt} u_i(r, z, \varphi) \sin(\omega_i t + \beta_i), \quad (12)$$

$$Q = \sum_{i=1}^{nt} q_i(r, z, \varphi) \sin(\omega_i t + \beta_i), \quad i=1,2,3,\dots, nt, \quad (13)$$

которые отвечают i -й гармонике, представляем рядами Фурье по окружной координате. Используя разложения Фурье по окружной координате векторов $u_i(r, z, \varphi)$ и $q_i(r, z, \varphi)$ [2 – 3] и по t (12), (13), приводим уравнения (11) к решению ряда независимых квазистатических задач для гармоник, фиксированных по времени

$$[\mathbf{K}_k - \omega_i^2 \mathbf{M}_k] u_{ik} = Q_{ik}.$$

Второй подход к решению задачи о вынужденных колебаниях конструкции – метод разложения искомым перемещений по собственным формам приведен в [10] и усовершенствован в [7].

3. Исследование динамики НДС и ресурса крышки гидромашины ГАЭС

Крышка одного из вариантов высоконапорной гидромашины ГАЭС воспринимает нагрузки от веса закрепленных на ней деталей и гидродинамического давления, действующего на контактирующую с водой поверхность. Крышка сварная из стали Ст3. Фланец крышки крепится шпильками к статору турбины. Общий вид крышки представлен на рис. 2.

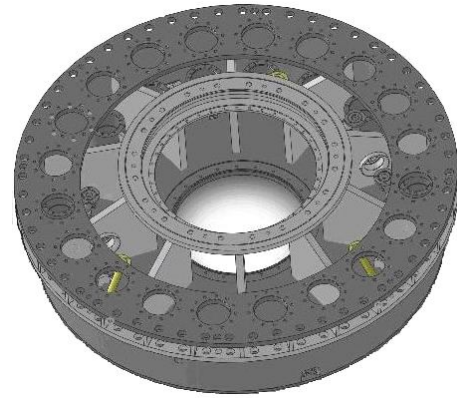


Рис. 2. Общий вид крышки гидромашины

Для расчета динамических характеристик крышки определены два характерных режима работы турбины: турбинный (мощность $N = 71,5$ МВт, напор $H = 218,0$ м); насосный (мощность $N = 76,5$ МВт, напор $H = 232,5$ м).

На рисунке 3 показана расчетная схема крышки и гидродинамическая нагрузка от давления воды q_1 .

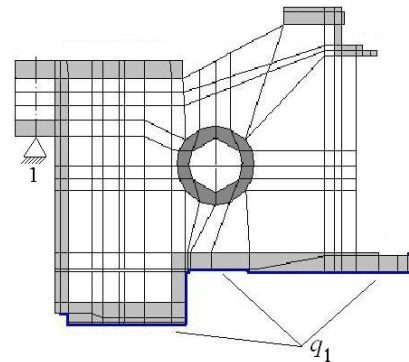


Рис. 3. Первичная дискретизация крышки и распределение гидродинамической нагрузки

Расчет вынужденных колебаний крышки проведен с учетом граничных условий $u_r = 0$, $u_z = 0$, $u_\varphi = 0$ (точка 1) при опирании по линии крепления шпильками фланца крышки к статору.

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

Амплитудные значения динамической нагрузки q_1 составляют приблизительно 20 % от статических на поверхностях крышки (см. рис. 3), которые отвечают эпюрам распределения давлений, влияние массовых сил учитывается корректировкой плотности участков крышки по границе их приложения [6].

Рассмотрим результаты расчета динамического НДС крышки при рабочих режимах эксплуатации.

На рисунках 4 и 5 приведено распределение интенсивности динамических напряжений σ_i крышки в турбинном и насосном режимах.

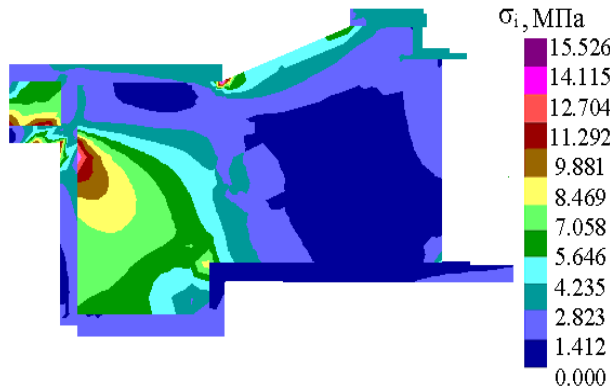


Рис. 4. Напряжения в крышке (турбинный режим)

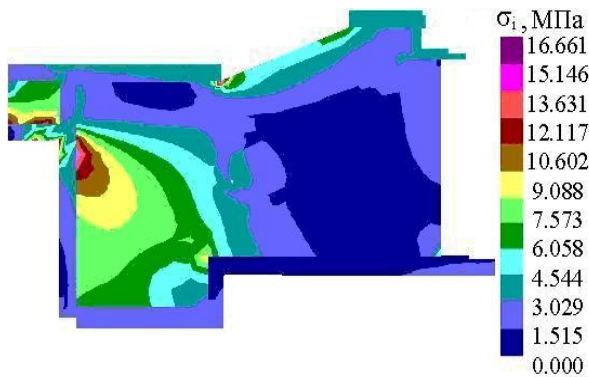


Рис. 5. Напряжения в крышке (насосный режим)

Минимальные σ_i^{\min} и максимальные σ_i^{\max} значения динамических напряжений крышки при различных частотах возбуждения приведены в табл. 1.

Таблица 1
Максимальные значения интенсивности напряжений

ω , Гц	Динамические σ_i^{\max} , σ_i^{\min} , МПа			
	насосный режим		турбинный режим	
	σ_i^{\max}	σ_i^{\min}	σ_i^{\max}	σ_i^{\min}
$\omega_1=10$	16,86	0,20	15,77	0,245
$\omega_2=20$	17,03	0,19	15,93	0,24
$\omega_3=70$	20,19	0,22	18,83	0,23
$\omega_4=200$	95,14	0,55	88,12	0,16

При определении ресурса крышки использовались следующие характеристики листовой стали марки Ст.3: предел текучести $\sigma_{0,2} = 225$ МПа; предел прочности $\sigma_b = 380, \dots, 480$ МПа, плотность мате-

риала $\rho = 7850$ кг/м³, модуль упругости $E = 2,1 \cdot 10^6$ МПа, коэффициент Пуассона $\nu = 0,3$. Усталостные характеристики стали Ст.3 (для предела прочности $\sigma_b = 380$ МПа) [11]: предел выносливости образца при базовом числе симметричных циклов $\sigma_{-10} = 95,0$ МПа, базовое число циклов $N_0 = 10^7$, показатель наклона кривой усталости $m = 3,78$. Коэффициенты $\epsilon_\sigma = 0,78$, $\beta_\sigma = 0,77$, $k_\sigma = 1,05$, $\gamma = 0,73$ определяем согласно [9].

При $N_E = 6,3 \cdot 10^8$ циклов и $\omega_1 = 10$ Гц расчетный ресурс (10) крышки приведен в табл. 2.

Таблица 2
Ресурс крышки гидромашины

Режим	σ_a , МПа	σ_m , МПа	Ресурс, Год
Турбинный	7,77	90,0	59 – 65
Насосный	8,33	96,58	42 – 47

4. Методика численного анализа динамики и ресурса силовой шпильки фланца крышки гидромашины

Моделирование работы силового крепления фланца крышки к статору сведено к решению контактной задачи о взаимодействии шпильки с гайкой и статором [6]. В расчете учтено усилие затяжки шпильки и рабочая нагрузка от действия осевого усилия, включая гидравлическое. Динамическое НДС шпильки определяется МКЭ [10].

На рисунке 6 показано фланцевое соединение и сечение А-А цилиндрического участка шпильки.



Рис. 6. Схема фланцевого соединения

На рисунке 7 показан график изменения максимального значения интенсивности напряжений во времени в сечении А – А (турбинный режим).

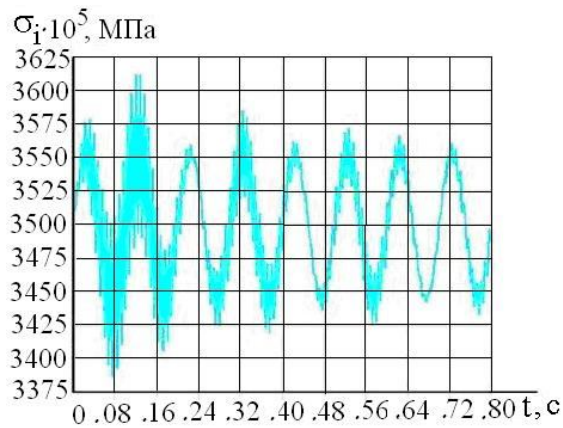


Рис. 7. Зависимость напряжений от времени

На рисунке 8 показано деформированное состояние шпильки при $t = 0,72$ с (турбинный режим).

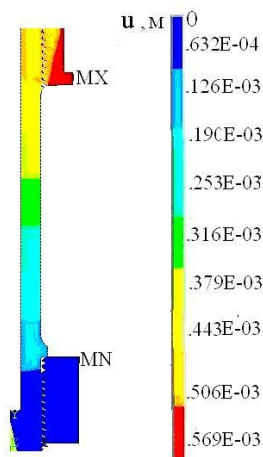


Рис. 8. Деформированное состояние шпильки

На рисунке 9 приведено распределение интенсивности напряжений в шпильке при $t = 0,72$ с (турбинный режим).

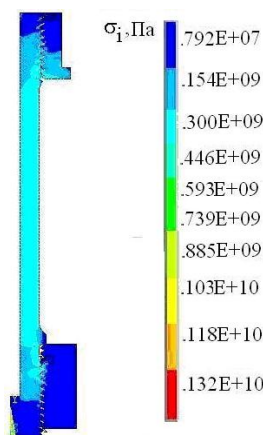


Рис. 9. Интенсивность напряжений в шпильке

Интенсивность напряжений при динамическом нагружении в турбинном режиме с частотой

$\omega_1 = 10$ Гц в конструкции принимает следующие значения: максимальное $\sigma_{max} = 357,2$ МПа, минимальное $\sigma_{min} = 342,5$ МПа, средние $\sigma_m = 350,0$ МПа и амплитудное $\sigma_a = 7,35$ МПа.

При оценке ресурса шпильки использована экспериментальная кривая усталости, полученная в ИПМаш НАН Украины при изгибе образцов из стали марки 25Х1МФ, используемой на ОАО «Турбоатом» для изготовления ответственного крепежа. Согласно результатам эксперимента, для лабораторных образцов с минимальным пределом прочности $\sigma_b = 784$ МПа предел выносливости при симметричном цикле, полученный на базе $N_0 = 1,5 \cdot 10^7$ циклов, составляет $\sigma_{-1} = 350$ МПа, а показатель наклона кривой усталости $m = 2,36$. Коэффициенты $\epsilon_\sigma, \beta_\sigma, k_\sigma$ – масштабного фактора, состояния поверхности, влияния концентрации напряжений принимаются [9]: $\epsilon_\sigma = 0,7, \beta_\sigma = 0,98, k_\sigma = 0,92$. Коэффициент влияния воды $\gamma = 0,7$ [9] принят в сторону запаса, так как шпильки имеют антикоррозионное покрытие. Для принятых значений расчетный ресурс шпилек составляет около 42-х лет.

Выводы

С целью обеспечения динамической прочности и оценки ресурса несущих конструкций и шпилек фланцевого соединения крышка – статор гидроагрегата ГАЭС созданы расчетно-теоретические методики с использованием МКЭ. Анализ динамических характеристик и оценка ресурса крышки гидроагрегата выполнен на базе нормативного документа [7]. Разработанная методика позволяет проводить комплексные исследования динамики и ресурса конструкций крышки и силовой шпильки при проектировании ГАЭС. Приведен расчет элементов конструкций одного из возможных вариантов высоконапорной гидромашин. Разработанные расчетно-теоретические методики можно рекомендовать для использования при создании новых и модернизации работающих гидроагрегатов ГЭС и ГАЭС.

Литература

1. Опыт проектирования и методика расчета прочности и динамических характеристик несущих конструкций обратимых гидромашин [Текст] / А. В. Линник, О. Н. Зеленская, М. Г. Кузнецов и др. // Пробл. машиностроения. – 2013.– Т.16, № 1. – С. 51–56.
2. Зеленская, О. Н. Анализ динамических характеристик тонкостенных элементов проточного тракта гидротурбин [Текст] / О. Н. Зеленская, Т. Ф. Медведовская, Е. В. Еселева // Пробл. машино-

строения. – 2003. – Т. 6, № 2. – С. 121–130.

3. Метод конечных элементов в задаче определения радиальной жесткости циклически симметричных несущих конструкций гидротурбин [Текст] / Т. Ф. Медведевская, А. В. Медведевский, Е. В. Еселева, О. Н. Зеленская // Пробл. машиностроения. – 1999. – Т. 2, № 1–2. – С. 58–62.

4. Биргер, И. А. Резьбовые соединения [Текст] / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.

5. Кантор, Б. Я. Контактные задачи нелинейной теории оболочек [Текст] / Б. Я. Кантор. – К.: Наук. думка, 1990. – 136 с.

6. Прочность крышки и силовой шпильки гидроагрегата ГАЭС [Текст] / Т. Ф. Медведевская, И. Е. Ржевская, Е. Л. Медведев и др. // Авиационно-космическая техника и технология. – 2013. – № 9/106. – С. 220–225.

7. СОУ-Н МЕВ 40.1 –21677681–51: 2011. Розрахунок залишкового ресурсу елементів проточної

частини гідротурбін ГЕС та ГАЕС. Метод. вказівки: нормативний документ [Текст] – Введен в действие 07.07.11. – К.: Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2011. – 76 с.

8. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин: справочник [Текст] / И. А. Биргер, В. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.

9. Серенсен, С. В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность [Текст]: руководство и справочное пособие / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович. – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с.

10. Бате, К. Численные методы анализа и метод конечных элементов [Текст] / К. Бате, Е. Вильсон. – М.: Стройиздат, 1982. – 445 с.

11. Троценко, В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: справочник [Текст]: в 2-х ч. / В. Т. Троценко, Л. А. Сосновский. – К.: Наук. думка, 1987. – Ч. 1. – 504 с.; Ч. 2. – 1302 с.

Поступила в редакцию 25.05.2014, рассмотрена на редколлегии 17.06.2014

Рецензент: д-р техн. наук, проф., ведущий научный сотрудник Е. А. Стрельникова, Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного Национальной академии наук Украины, Харьков.

РЕСУРС КРИШКИ І СИЛОВОЇ ШПИЛЬКИ ОБОРОТНОЇ ГІДРОМАШИНИ

Т. Ф. Медведевська, І. Є. Ржевська, К. Л. Медведева, В. М. Єфименко, О. М. Зеленська

Розроблено методики і пакети прикладних програм для чисельного аналізу динамічної міцності та ресурсу кришки гідроагрегату і силовій шпильці кріплення фланця кришки до статора. Кришка сприймає навантаження від гідродинамічного тиску, яке діє на її поверхню, що контактує з водою. Шпильки кріплення фланця кришки до статора сприймають сумарне навантаження від дії осьової гідравлічної сили і зусилля затягування. Отримані чисельні результати дозволяють оцінити міцність і ресурс елементів конструкцій оборотної гідромашини високонапірної ГАЕС з урахуванням різних режимів експлуатації.

Ключові слова: кришка, силова шпилька, гідроагрегат, ГАЕС, оборотна гідромашини, математичні моделі, динамічний напружено-деформований стан, ресурс.

RESOURCE OF THE REVERSIBLE HYDRO MACHINE HEAD COVER AND POWER PIN

T. F. Medvedovskaya, I. E. Rzhevskaya, K. L. Medvedyeva, V. N. Efimenko, O. N. Zelenskaya

The techniques and application software packages to simulate dynamic strength and resource of both hydraulic unit's cover and cover flange power pins to the stator were developed. The turbine cover is subjected to hydrodynamic pressure acting on its wetted surface. Cover flange pins of the mount to the stator are under the total load from the axial hydraulic force and tightening. The obtained numerical results allow us to estimate the strength and resource of structure elements of the high-pressure PSPP according to different modes of operation.

Key words: cover, power pin, hydroelectric machine, PSPP, reversible hydraulic machine, the mathematical models, the dynamic stress-strain state, resource.

Медведевская Татьяна Федоровна – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. отдела прочности и оптимизации конструкций, ИПМаш НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: tmed@ipmach.kharkov.ua.

Ржевская Ирина Евгеньевна – канд. техн. наук, ст. науч. сотр. отдела прочности и оптимизации конструкций, ИПМаш НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: irina.rgev@mail.ru.

Медведева Екатерина Леонидовна – Главный инженер отдела прочности и оптимизации конструкций, ИПМаш НАН Украины, Харьков, Украина, e-mail: katelyna_medvedyeva@mail.ru.

Ефименко Виктор Николаевич – зам. Главного конструктора гидротурбин, Открытое акционерное общество “Турбоатом”, Харьков, Украина, e-mail: efimenko@turboatom.com.ua.

Зеленская Ольга Николаевна – начальник отдела САПР и прочностных расчетов, СКБ “ТГМ” Открытое акционерное общество “Турбоатом”, Харьков, Украина, e-mail: lynnyk@turboatom.com.ua.