

**II. МАШИНОБУДУВАННЯ ТА МАТЕРІАЛООБРОБКА**

Водка А. А.

Степченко А. С.

Трубаев А. И.

*Национальный  
технический  
университет  
«Харьковский  
политехнический  
институт»*

**УДК 539.3:621.22****ОЦЕНКА РЕСУРСА БОЛТОВЫХ  
СОЕДИНЕНИЙ РАБОЧИХ КОЛЕС  
ГИДРОТУРБИН НА ПЕРЕХОДНЫХ  
РЕЖИМАХ**

*Болтові з'єднання є одним з широко розповсюджених роз'ємних з'єднань, тому питання оцінки міцності та надійності таких з'єднань у складі гідротурбін мають велику практичну значимість. У роботі дана оцінка ресурсу та міцності болтових з'єднань робочих коліс гідротурбін з урахуванням перехідних режимів роботи. Також було побудовано скінчено-елементні моделі ротору гідротурбіни, за їх допомогою визначені критичні швидкості його обертання.*

*Bolted joints are widespread detachable connections, thus the question of evaluation of the strength and reliability of such compounds being a part of the water turbines has great practical significance. This paper deals with assessing the life time prediction and strength determination of the bolted joints in turbine impellers taking into account transient modes. There has been built the finite-element model of water turbine rotor. This model has been used for determination of the critical speed of rotor rotation.*

**Введение.** Болтовые соединения являются одним из наиболее распространенных способов разъемного соединения деталей между собой. Они позволяют быстро и легко осуществлять соединение деталей, при этом, не повреждая их, что делает возможным обратный процесс – разбор/демонтаж конструкции. Однако главное преимущество болтовых соединений является одним из их главных недостатков, т.к. такие соединения способны терять плотность смыкания в процессе эксплуатации. Этот факт приводит к перераспределению напряженно-деформированного состояния (НДС) и изменению жесткости конструкции. Очевидно, что дальнейшая эксплуатация болтовых соединений с такими отклонениями может существенно снизить надежность гидроагрегата и привести к выходу его из строя.

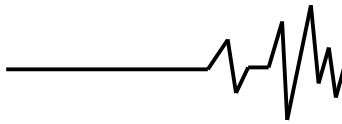
Таким образом, широкое использование болтовых соединений вызывает повышенный интерес к оценке гарантированного ресурса их работы. В библиографической статье [1], посвященной различным видам соединений, в том числе и болтовым, представлены ссылки на более чем 700 работ, опубликованных в период с 1990 по 2002 год, посвященных

применению метода конечных элементов (МКЭ) к анализу их прочности и надежности.

Особый интерес и актуальность представляет оценка ресурса болтовых соединений больших размеров используемых в энергетических машинах [2-4]. Так, авторами были проведены численные и экспериментальные исследования напряженно-деформированного состояния болтов гидротурбины на стационарном режиме работы [5-6], результаты которых показали необходимость анализа переходных процессов.

Оценка динамической прочности и надежности лопастей поворотно-лопастных гидротурбин в работах [7-9] проведена при приближенном моделировании колебаний ротора гидротурбины в целом. Однако переходной процесс может приводить к значительным изменениям в напряженном состоянии болтовых соединений ротора гидротурбины.

**Постановка задачи.** Предметом исследования в работе является оценка ресурса и НДС болтового соединения гидроагрегата ПЛ 40-В-700 (ДнепроГЭС-II) с учетом режимов эксплуатации, связанных со сбросами нагрузки. Для оценки характера



переходного процесса предлагается воспользоваться результатами натурных испытаний подобных гидроагрегатов №4 и №5 Иркутской ГЭС (турбины типа ПЛ 577ВБ-720) [10] на сбросы нагрузки, в процессе которых были измерены ряд параметров, среди которых осевое усилие и крутящий момент на валу турбины. Т.к. рассматриваемый в данной работе гидроагрегат также поворотного типа, то на основании теории подобия между зависимостями осевого усилия и вращающего момента от времени на валу турбин выполняются соотношения:

$$\frac{M^H(t)}{M^D(t)} = const; \tag{1}$$

$$\frac{P_{oc}^H(t)}{P_{oc}^D(t)} = const, \tag{2}$$

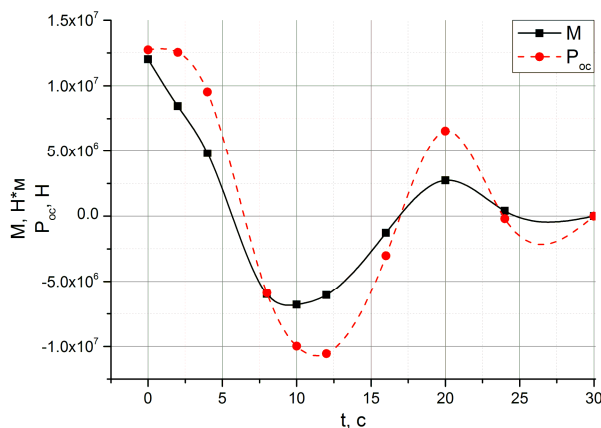
где  $M^H(t)$  – вращающий момент в гидроагрегате Иркутской ГЭС;

$M^D(t)$  – вращающий момент в гидроагрегате ДнепроГЭС-II;

$P_{oc}^H(t)$  – осевое усилие в гидроагрегате Иркутской ГЭС;

$P_{oc}^D(t)$  – осевое усилие в гидроагрегате ДнепроГЭС-II.

Определить величины констант в выражениях (1-2) предлагается исходя из справочных данных [11]. Так как сброс нагрузки производится с рабочего режима, параметры которого известны для каждой из турбин [10, 11], то задавшись значениями  $M^H(0)$  и  $M^D(0)$ ,  $P_{oc}^H(0)$  и  $P_{oc}^D(0)$  можно определить неизвестные константы. График полученных зависимостей осевого усилия и вращающего момента на валу гидротурбины ПЛ 40-В-700 приведен на рис. 1



**Рис. 1. График зависимости крутящего момента  $M(t)$  и осевого усилия  $P_{oc}(t)$  от времени при сбросе нагрузки**

В гидроагрегате могут реализоваться различные переходные процессы, такие как: пуск, остановка, смена рабочих режимов, сбросы нагрузки и др., причем последний из перечисленных является наиболее неблагоприятным. Принимая за основу результаты натурных замеров параметров механического нагружения гидроагрегата [10], пересчитанных применительно к турбине ПЛ-40-В700, в работе необходимо оценить динамическое НДС, возникающие при сбросах нагрузки, а также ресурс болтовых соединений рабочих колес при различных уровнях их затяжки.

**Анализ собственных колебаний ротора гидротурбины.** Классический подход к исследованию динамических процессов требует анализа собственных частот и форм колебаний исследуемого объекта с целью определения возможности прохождения через резонанс.

В работе была построена геометрическая модель ротора гидротурбины. Построение точной геометрической модели такой конструкции является очень трудоемкой задачей, а в случае ее создания возникнут трудности, связанные с разбиением на конечные элементы (КЭ). Поэтому была построена упрощенная модель ротора (рис. 2а), где некоторые детали поворотного механизма лопастей, а также узлы генератора были заменены эквивалентными массами. Для верификации сделанных допущений проводилось сравнение инерционных и массовых характеристик модели с указанными в проектной документации. Различие считалось удовлетворительным, если оно не превышало 5%.

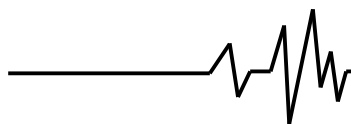
Решения задачи о собственных колебаниях ротора проводилось в рамках МКЭ. Для построения сетки использовался 8-ми узловой КЭ с 3-мя степенями свободы в узле (рис. 2б). В качестве граничных условий задавались закрепления в местах установки радиальных и опорного подшипников.

Уравнение собственных колебаний ротора с учетом гироскопических моментов может быть записано в виде (3), а уравнение форм в виде (4).

$$[M]\ddot{u} + ([K] - [K_c])u = 0, \tag{3}$$

$$([K] - [K_c] - \omega^2[M])u = 0 \tag{4}$$

где  $[M]$  – матрица масс,  $[K]$  – матрица жесткости,  $[K_c]$  – матрица кориолисовых сил,  $u$  –



вектор узловых перемещений,  $\omega$  – собственная частота.

В таблице 1 приведены собственные частоты ротора гидротурбины, полученные как с учетом и так без учета кориолисовых сил (КС). Как видно из таблицы – расхождение между собственными частотами не превышает 3% (за базу взяты частоты без учета КС). Наибольшее влияние КС оказывают на первую, третью и пятую собственные частоты. Это, по всей видимости, объясняется тем, что первая и пятая собственная форма (рис. 3) имеют изгибный характер. Влияние на третью собственную частоту обусловлено не чисто крутильным характером собственной формы. Вторая, четвертая и шестая собственные формы – формы генератора: с одним узловым диаметром, зонтичная и с двумя узловыми диаметрами соответственно. Так как влияние КС на собственные частоты ротора мало, то в дальнейшем ими можно пренебречь с целью упрощения расчетных методик.

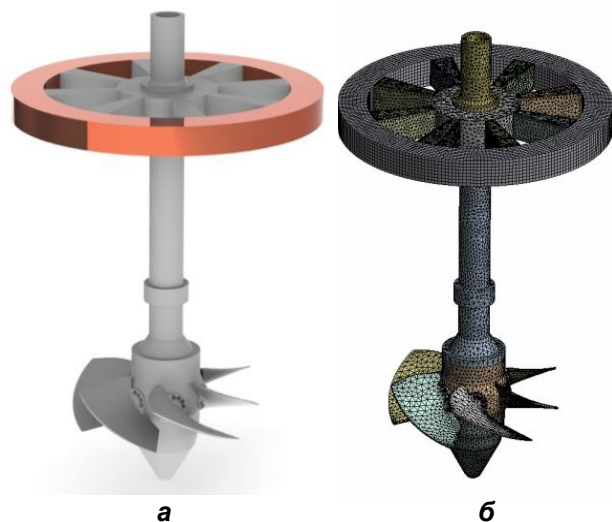


Рис. 2. модель ротора гидротурбины: а – геометрическая; б – конечно-элементная

Таблица 1  
Собственные частоты ротора гидротурбины

№	Частота, Гц		расхождение, %	№ рис.
	без КС	с КС		
1	6.86	6.67	2.8	а
2	7.75	7.74	0.1	б
3	10.02	9.86	1.6	в
4	11.37	11.37	0.0	г
5	20.09	20.01	0.4	д
6	24.78	24.78	0.0	е

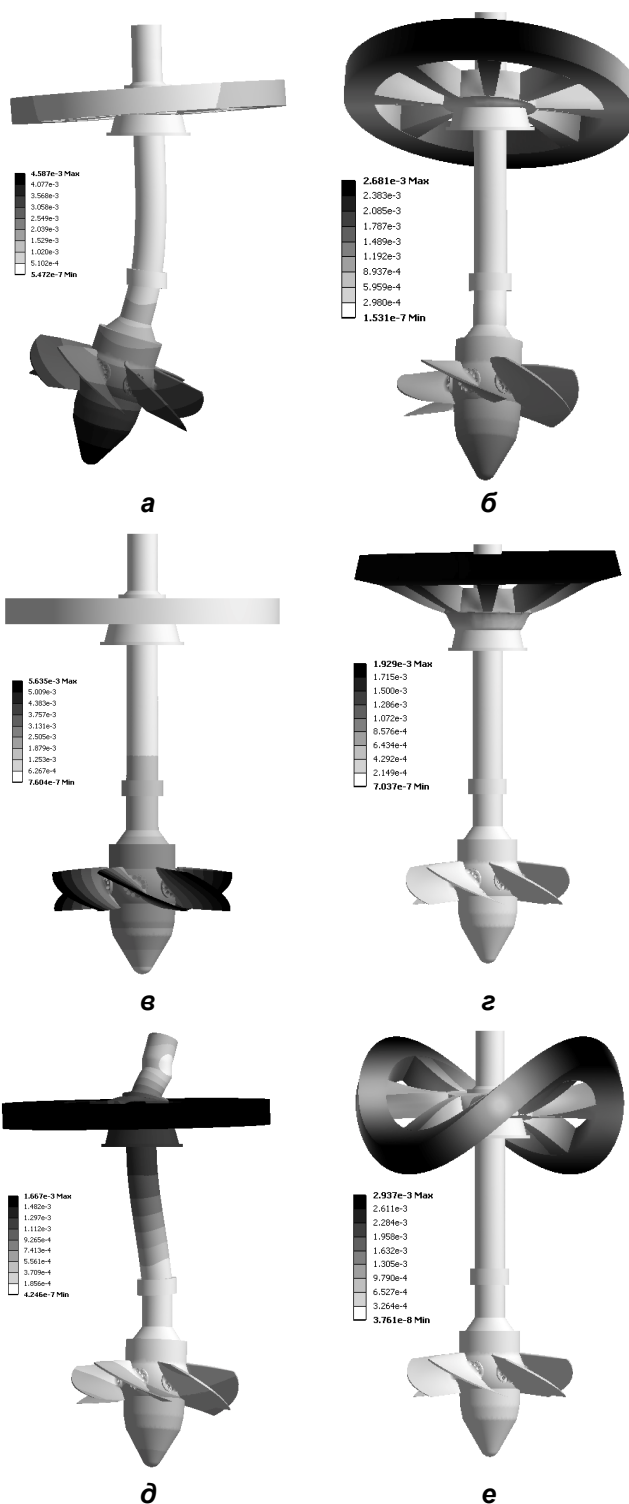


Рис. 3. Собственные формы колебаний ротора гидротурбины

**Анализ частот нагружения.** Согласно Л. А. Владиславлеву [12], можно выделить следующие группы возмущающих сил, действующих на ротор турбины: механические, гидравлические и электрические. Среди механических сил определяющую роль играет



неуравновешенность вала, изменяющаяся с частотой (5). Из гидравлических сил – лопастные, лопаточные и их производные, частоты которых определяются соотношениями (5-8).

$$f_{об} = \frac{n}{60} \quad (5)$$

$$f_{л} = \frac{n \cdot z_1}{60} \quad (6)$$

$$f_{лон} = \frac{n \cdot z_0}{60} \quad (7)$$

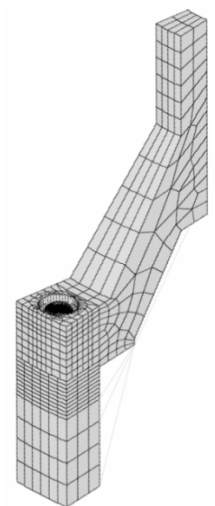
$$f_{np} = \frac{n \cdot z_0 \cdot z_1}{60} \quad (8)$$

где  $n$  – частота вращения вала, об/мин;  $z_0$  – количество лопаток направляющего аппарата;  $z_1$  – количество лопастей рабочего колеса;

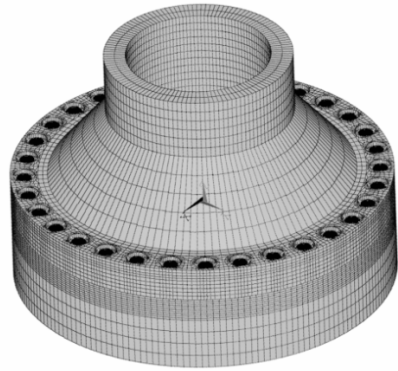
Для гидроагрегата ПЛ40-В-700 эти частоты принимают следующие значения (Гц):  $f_{об} = 1,79$ ;  $f_{л} = 10,71$ ;  $f_{лон} = 42,84$ ;  $f_{np} = 257,04$ . Силы, вызванные процессами, протекающими в генераторе, имеют частоту 100 Гц. Выполнив сопоставление собственных частот ротора генератора и частот возмущающих сил, можно сделать вывод, что гидроагрегат работает в дорезонансном режиме и при запуске/остановке/сбросе нагрузок не проходит через резонансы. Близость лопастной частоты  $f_{л}$  к собственной частоте крутильных колебаний не приводит к резонансу, так как эта сила вызвана вращением ротора и не воздействует в значительной мере на него.

Частоты изменения осевого усилия и крутящего момента на валу турбины на два порядка меньше первой собственной частоты ротора гидротурбины, поэтому задачу об определении динамического НДС можно рассматривать в квазистатической постановке.

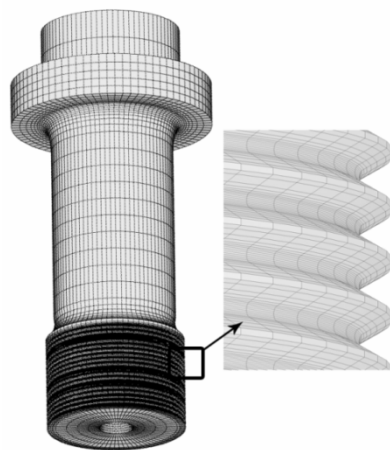
**Исследование НДС.** Рассмотрение задачи об исследовании динамического НДС в квазистатической постановке позволяет значительно упростить математическую модель. Так как осевое усилие и крутящий момент по валу ротора можно считать постоянными, то целесообразно выделить фрагмент фланца ротора и корпуса рабочего колеса соответствующие одному болту (рис. 4а) и учесть циклическую симметрию относительно оси вращения (рис. 4б). КЭ модель болта построена с учетом резьбы. Профиль резьбы построен согласно ГОСТ 9150-81, ГОСТ 8742-81 и ГОСТ 24705-81, однако для упрощения нанесения КЭ сетки, резьба выполнена как тело вращения без учета спирали (рис. 4в).



а



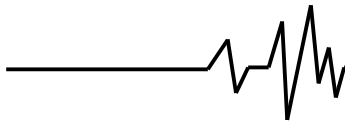
б



в

**Рис. 4. КЭ модели: а – сектора вала, приходящегося на один болт; б – сектора вала с учетом циклической симметрии; в – болта**

Граничные условия реализованы следующим образом: верхний край вала защемлялся, а на нижнем краю прикладывалось усилие, эквивалентное



действующему осевому и крутящему моменту. Также следует отметить, что между фланцем вала, корпусом рабочего колеса и болтом в КЭ модели учтено контактное взаимодействие. Для ускорения сходимости численного метода и предотвращения движения фрагментов конструкции как жесткого целого использовались упругие двухузловые КЭ.

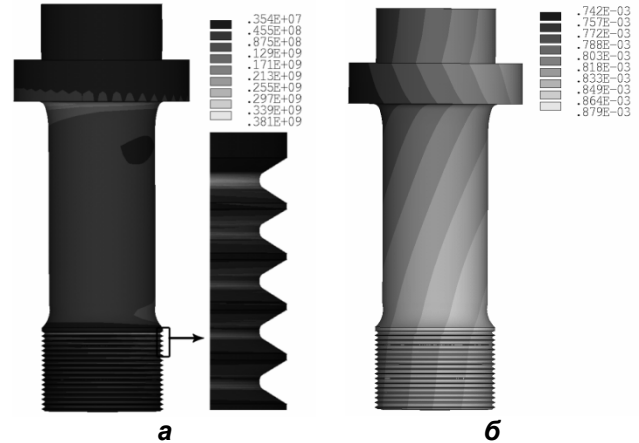
В качестве граничного условия, моделирующего затяжку болта, задавалось начальное смещение (натяг) головки болта относительно опорной поверхности на величину  $\Delta$ . Этот параметр является удобным с инженерной точки зрения, так как в дальнейшем его можно легко пересчитать как в температуру нагрева болта при тепловой затяжке, так и в угол поворота болта при использовании силовой затяжки холодным способом.

Как видно из рис.1, зависимости осевого усилия и крутящего момента на валу качественно подобны, поэтому нецелесообразно проводить расчет НДС с мелким шагом по времени. Достаточно рассмотреть последовательность статических задач в характерные моменты времени (с)  $t = 0$ ,  $t = 12$  и  $t = 30$ . На рис. 5-6 показаны распределения перемещений и напряжений по болту в момент времени  $t = 0$  и  $t = 12$  соответственно при начальном натяге  $\Delta = 0,1$  мм, который соответствует удлинению при затяжке  $\delta = 0,069$  мм (табл. 2). Зонами концентрации напряжений являются первый виток резьбы и галтель меньшего радиуса под головкой болта [5], что хорошо согласуется с результатами полученными методами тензометрии и фотоупругости [2-6,13]. Абсолютный максимум эквивалентных напряжений по Мизесу в проведенных расчетах всегда наблюдается на первом витке резьбы.

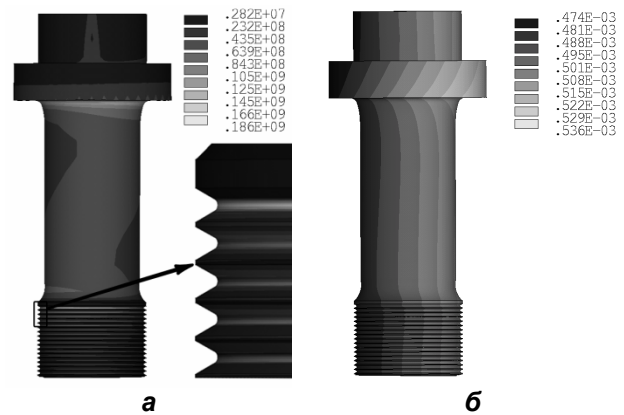
**Таблица 2**  
**Соответствие между начальным натягом и удлинением при затяжке**

$\Delta$ , мм	$\delta$ , мм
0,10	0,069
0,15	0,106
0,20	0,141
0,25	0,176
0,30	0,216

В результате проведенных расчетов видно, что между начальным натягом и удлинением при затяжке наблюдается зависимость близкая к линейной, и ее линейное приближение может быть записано в виде:  $\delta = 0,728\Delta$ .



**Рис. 5. Напряженное состояние, возникающее в болте в момент времени  $t = 0$  с: а – эквивалентные напряжения по Мизесу, Па; б – суммарные перемещения, м**

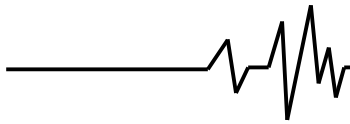


**Рис. 6. Напряженное состояние, возникающее в болте в момент времени  $t = 12$  с: а – эквивалентные напряжения по Мизесу, Па; б – суммарные перемещения, м**

**Оценка ресурса.** Один из методов оценки ресурса, получивший широкое распространение, был предложен Веллером на основе составленных им диаграмм (кривых усталости), с помощью которых можно определить число циклов до возникновения макротрещины при заданном уровне напряжений. Параметры кривой усталости определяются на основе испытания образцов на усталость, которые регламентированы ГОСТ 25.502-79. Уравнение кривой Веллера может быть записано в виде

$$N = N_0 \left( \frac{\sigma_R}{\sigma_a} \right)^m, \sigma_a > \sigma_R \quad (9)$$

где  $N$  – число циклов до разрушения;  $N_0$  – база испытания,  $\sigma_R$  – предел выносливости материала при коэффициенте асимметрии



цикла  $R = \sigma_{max}/\sigma_{min}$ ;  $\sigma_a$  – амплитуда напряжений цикла,  $\sigma_a = (\sigma_{max}-\sigma_{min})/2$ ;  $m$  – параметр наклона кривой. Так же известны подходы, когда кривая усталости строится не для образца, а для детали (в т. ч. болтов) [13-14]. Однако о существовании таких кривых для силовых болтов гидротурбин авторам не известно, поэтому к болтам применена стандартная методика.

В рассматриваемом болте вследствие геометрической формы и внешних нагрузок реализуется сложное напряженное состояние. На сегодняшний день, известно несколько моделей эквивалентного напряжения [15-16]. В виду простоты применения в работе в качестве эквивалентного напряжения были приняты напряжения по Мизесу.

При оценке ресурса важным фактом является то, что пределы выносливости деталей в значительной мере отличаются от пределов стандартных образцов. Это обусловлено влиянием различных конструкционных, технологических и эксплуатационных факторов, которые могут приводить как к повышению, так и к снижению сопротивления усталости. Наиболее существенное влияние оказывают следующие факторы: абсолютные размеры поперечного сечения (масштабный фактор); качество обработки поверхности; состояние поверхностного слоя; эксплуатационные факторы (коррозия, температура, частота нагружения и др.) [14, 17-18].

На предел выносливости рассматриваемого болтового соединения в процессе эксплуатации влияют практически все выше перечисленные факторы: масштабный фактор ( $\epsilon = 0,55$ ), состояние поверхности ( $\beta = 0,8$ ), коррозионная среда – пресная вода ( $\gamma = 0,46$ ), фреттинг коррозия в резьбе ( $\alpha = 0,35$ ). Таким образом, предел выносливости болта при симметричном цикле ( $R = -1$ ) может быть записан в виде (10).

$$\sigma_{-1\theta} = \alpha\beta\gamma\epsilon\sigma_{-1} \quad (10)$$

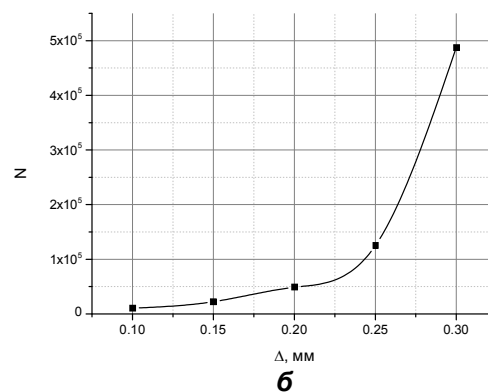
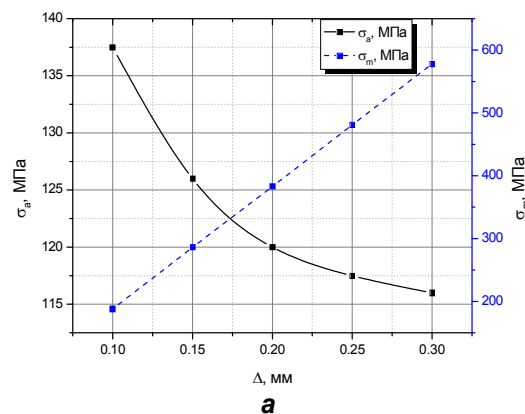
В виду того, что рассматриваемые болтовые соединения имеют существенную предварительную затяжку, в болтах реализуются циклы со значительными положительными коэффициентами асимметрии. Для оценки долговечности при таких циклах, в общем случае, необходимо экспериментально определить  $\sigma_R$ , однако такие исследования являются дорогостоящими, поэтому на практике используется подход, где амплитуда напряжений при несимметричном

цикле пересчитывается в эквивалентную амплитуду симметричного цикла [17-18]. Для реализации такого пересчета в работе была использована модель Гудмана:

$$\sigma_{aэкв} = \sigma_a \left( 1 - \left( \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2 \right), \quad (11)$$

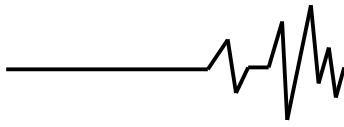
где  $\sigma_a$  – амплитуда напряжений цикла,  $\sigma_m$  – среднее напряжение цикла,  $\sigma_B$  – предел временной прочности материала. Таким образом, уравнение кривой усталости может быть записано в виде:

$$N = N_0 \left( \frac{\sigma_{-1\theta}}{\sigma_{aэкв}} \right)^m, \quad \sigma_{aэкв} > \sigma_{-1}. \quad (12)$$



**Рис. 7: а – зависимость средних напряжений цикла  $\sigma_m$  и амплитуды напряжений цикла  $\sigma_a$  от величины затяжки болта; б - зависимость числа циклов до возникновения макротрещины от величины затяжки болта**

В результате проведенных численных исследований определена зависимость величины средних напряжений цикла  $\sigma_m$  и амплитуды напряжений цикла  $\sigma_a$  от величины затяжки болта (рис. 7а). С помощью этой



зависимости и уравнения (12) получено число циклов до возникновения макротрещины (рис. 7б). Как известно [17-18] увеличение среднего напряжения цикла приводит к увеличению числа циклов, что хорошо согласуется с полученными результатами.

**Выводы.** В работе построены геометрические и КЭ модели ротора гидротурбины, проведен анализ собственных частот и форм.

Определено НДС, возникающее в болтовом соединении при сбросе нагрузки. Полученные результаты хорошо согласуются с работами других исследователей.

Дана оценка ресурса болтового соединения в зависимости от затяжки.

Уменьшение затяжки болта приводит к снижению ресурса соединения, поэтому важным является недопущение ослабления затяжки болтов в процессе эксплуатации.

Полученные результаты свидетельствуют о необходимости оценки ресурса с учетом совместного влияния различных типов переходных процессов.

### Литература

1. Mackerle J. Finite element analysis of fastening and joining: A bibliography (1990–2002) / Jaroslav Mackerle // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. — 2003. — № 80. — pp. 253–271.
2. Libin Z. 3D Numerical Simulation and Fatigue life prediction of high strength threaded bolt / Zhao Libin, Liu Fengrui, Zhang Jianyu // *Key Engineering Materials*. — 2010. — Vol. 417-418. — pp. 885-888.
3. Cetin A. Fatigue life prediction for large threaded components / Ali Cetin, Gunnar Härkegård // *Procedia Engineering*. — 2010. — Vol. 2. — pp. 1225-1233.
4. Fenghui W. Fatigue life of thread connection for casing drilling under tension and torsion / Wang Fenghui, Wu Qiong, Wu Yingxi, Song Shengyin // *Advanced Materials Research*. — 2008. — Vols. 33-37. — pp. 255-260.
5. Водка А. А. Исследование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений рабочего колеса гидротурбины / А. И. Трубаев, А. С. Степченко, А. А. Водка // *Вісник НТУ «ХПІ»*. Тематичний випуск: Динаміка і міцність машин. — Харків: НТУ «ХПІ». — 2011. — №52. С.34-41.
6. Водка А. А. Исследование напряженно-деформированного состояния болтовых соединений рабочего колеса гидротурбины в условиях лабораторного эксперимента / А.И. Трубаев, А.С. Степченко, А.А. Водка // *Надежность и долговечность машин и сооружений*. — 2011. — №34. — сс. 155-162.
7. Курков С. В. Методика расчета частот и форм собственных колебаний в воде лопасти рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины / С. В. Курков, И. Е. Готовский // *Материалы Международной научно-практической конференции «Современное машиностроение. Наука и образование» 14-15 июня г. Санкт-Петербург*. — 2011. — С. 177-185.
8. Стрельникова Е. А. Прочность, динамика и ресурс лопасти рабочего колеса поворотно-лопастной гидротурбины / Е.А. Стрельникова, И.Е. Ржевская, Е. В. Ганчин // *Авиационно-космическая техника и технология*. — 2009. — №4. — С. 91-94.
9. Медведовская Т. Ф. Оценка ресурса и долговечности элементов циклически симметричных конструкций / Т. Ф. Медведовская, И. Е. Ржевская, Е. В. Еселева, Е. А. Стрельникова [и др.] // *Вестник двигателестроения*. — 2009. — №2. — С. 143-147.
10. Аршеневский Н. Н. Результаты испытаний агрегатов Иркутской ГЭС на сбросы нагрузки / Н. Н. Аршеневский, В. М. Каблуков, Г. И. Кривченко // *Труды МИСИ им. В. В. Куйбышева*. — 1961. — № 35. — С. 49-59.
11. Справочник по гидротурбинам / Под ред. Н. Н. Ковалева. — Л. : Машиностроение. — 1984. — 496 с.
12. Владиславлев Л. А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций / Лев Алексеевич Владиславлев. — М.: — Энергия. — 1972. — 176 с.
13. Bickford J. Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints // John H. Bickford. — CRC Press. — 2007. — 515 P.
14. Schijve, J. Fatigue of Structures and Materials / Jaap Schijve. — Springer, 2009. — 626 p.
15. Manson S. S. Fatigue and Durability of Structural Materials / S. S. Manson, G. R. Halford. — ASM International, 2006. — 456 p.
16. Biaxial/Multiaxial Fatigue and Fracture / [editors A. Carpinteri, M. de Freitas, A. Spagnoli]. — Oxford, UK. — Elsevier Science Ltd. — 2003. — 522 p.
17. Серенсен С. В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие / С. В. Серенсен, В. П. Когаев, Р. М. Шнейдерович — М. : Машиностроение, 1975. — 488 с.
18. Трощенко В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов : справочник в 2 ч. / Трощенко В. Т., Сосновский Л. А. — К. : Наук.думка, 1987. — Ч. 1.— 504 с. — Ч. 2.— 1302 с.