

<sup>1</sup> В. И Гнитько, канд. техн. наук  
<sup>1</sup> О. Ф Полищук, канд. техн. наук  
<sup>2</sup> А. Ю. Черкасский  
<sup>2</sup> Н. А. Ильичева  
<sup>2</sup> С. В. Артемова  
<sup>3</sup> Е. С. Кононенко

<sup>1</sup> Институт проблем машиностроения  
 им. А. Н. Подгорного НАН  
 Украины, г. Харьков, e-mail:  
 gnit@ipmach.kharkov.ua

<sup>2</sup> ПАО «Турбоатом», г. Харьков,  
 e-mail: nad\_tomil@ukr.net

<sup>3</sup> ПАО «Укрнефтехимпроект», г. Харьков,  
 e-mail: yehorkononenko@gmail.com

**Ключові слова:** фланцеве з'єднання, попереднє зтягування, статичне і динамічне навантаження, метод скінченних елементів.

### Введение

Использование численного анализа статического и динамического напряженно-деформированного состояния (НДС) болтовых соединений и уточнение данных по циклической усталости стали, применяемой для изготовления крепежа, – одно из направлений для уточнения проектного ресурса крепежа с целью повышения его надежной работы при эксплуатации. Представляет значительный интерес сравнение результатов численного анализа с результатами, полученными по общепринятым инженерным методикам.

К ответственным крепежным элементам – к крепежу первой категории [1], неудовлетворительное техническое состояние которого может привести к аварийной ситуации, относятся болты крепления вала турбины с рабочим колесом (РК), вала турбины с валом генератора, а для поворотнорлопастных гидротурбин – болты крепления лопастей РК. В настоящее время на ПАО «Турбоатом» они, как правило, изготавливаются из стали 25Х1МФ, которая имеет гарантированный высокий уровень характеристик статической прочности, пластичности и ударной вязкости [2].

Указанные резьбовые соединения работают с предварительной затяжкой. Прочность соединения с предварительной затяжкой при действии переменных нагрузок выше, чем без неё. Кроме силы предварительной затяжки, резьбовые соединения при работе воспринимают дополнительные растягивающие усилия. Надежность резьбового соединения во многом зависит от правильного выбора усилия затяжки, что приводит к существенному уменьшению доли рабочей нагрузки, воспринимаемой болтами соединения. При выборе величины предварительной затяжки необходимо учитывать податливость всех элементов резьбового соединения. Затяжка создает контактные напряжения на стыке соединенных деталей. Поэтому моделирование работы фланцевого соединения сведено к формулированию контактной задачи о взаимодействии болта с фланцами [3–6].

### Болты фланцевого соединения вал турбины – РК

Болтовое соединение включает в себя болт и два фланца (рис. 1).

Поверхность фланца вала турбины контактирует с головкой болта, корпус РК соединен с болтом и держится на витках его резьбы. На соприкасающихся поверхностях верхнего и нижнего фланцев также задается зона контактного взаимодействия. Зоны контакта в болтовом соединении приведены на рис. 1.

УДК 539.3

## ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КРЕПЕЖА ФЛАНЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ГИДРОТУРБИН

*Розроблено методику чисельного аналізу напружено-деформованого стану основного силового кріплення гідротурбінного обладнання при статичному і динамічному навантаженні. Моделювання роботи фланцевого з'єднання зведено до формулювання контактної задачі про взаємодію болта з фланцями. Виконано числові дослідження статичного і динамічного напружено-деформованого стану силових болтових з'єднань гідротурбіни ПЛ40-В-700: вал турбіни – робоче колесо, вал турбіни - вал генератора, лопать – робоче колесо. Проведено випробування на циклічну втому циліндричних зразків сталі 25Х1МФ.*

Сформулированная задача решается методом конечных элементов (МКЭ). Учитывая осевую симметрию геометрии соединения и характер нагрузки, контактное взаимодействие болта и фланца можно моделировать в условиях осесимметричной постановки задачи. Витки в таком случае условно заменяют кольцами с соответствующим профилем.

Резьбовой участок болта М100х4 фланцевого соединения вал турбины – РК гидротурбины ПЛ40-В-700 характеризуется следующими параметрами (рис. 2): шаг резьбы  $S = 4$  мм; высота остроугольного профиля для метрической резьбы  $H = 0,866025S$ ; рабочая высота профиля  $h = 0,54126S$ ; угол профиля  $\alpha = 60^\circ$ ;  $\beta = 0,5\alpha$ ;  $d = 100$  мм, внутренний диаметр резьбы  $d_1 = 95,67$  мм, средний диаметр резьбы  $d_2 = 97,402$  мм.

К числу характерных параметров болта также относятся: диаметр отверстия в болте под тепловую затяжку  $d_0 = 25,0$  мм; диаметр шейки  $d_{ш} = 88$  мм.

Моделирование резьбового соединения приведено на рис. 3.

Материал болта – сталь 25Х1МФ, гарантируемый предел текучести  $\sigma_{0,2} = 667 \dots 784$  МПа [2].

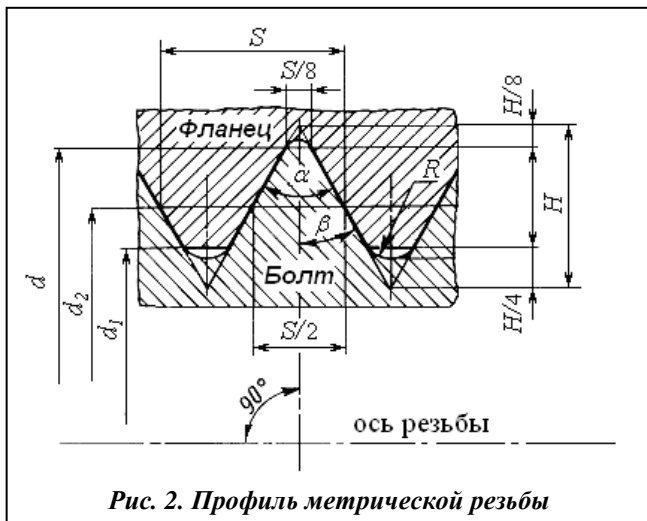


Рис. 2. Профиль метрической резьбы

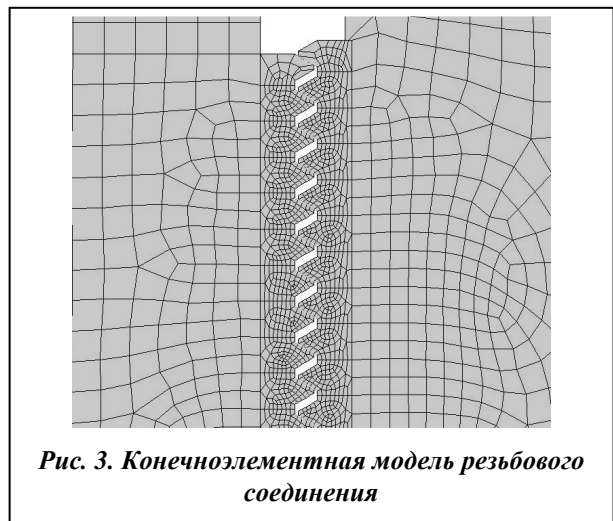


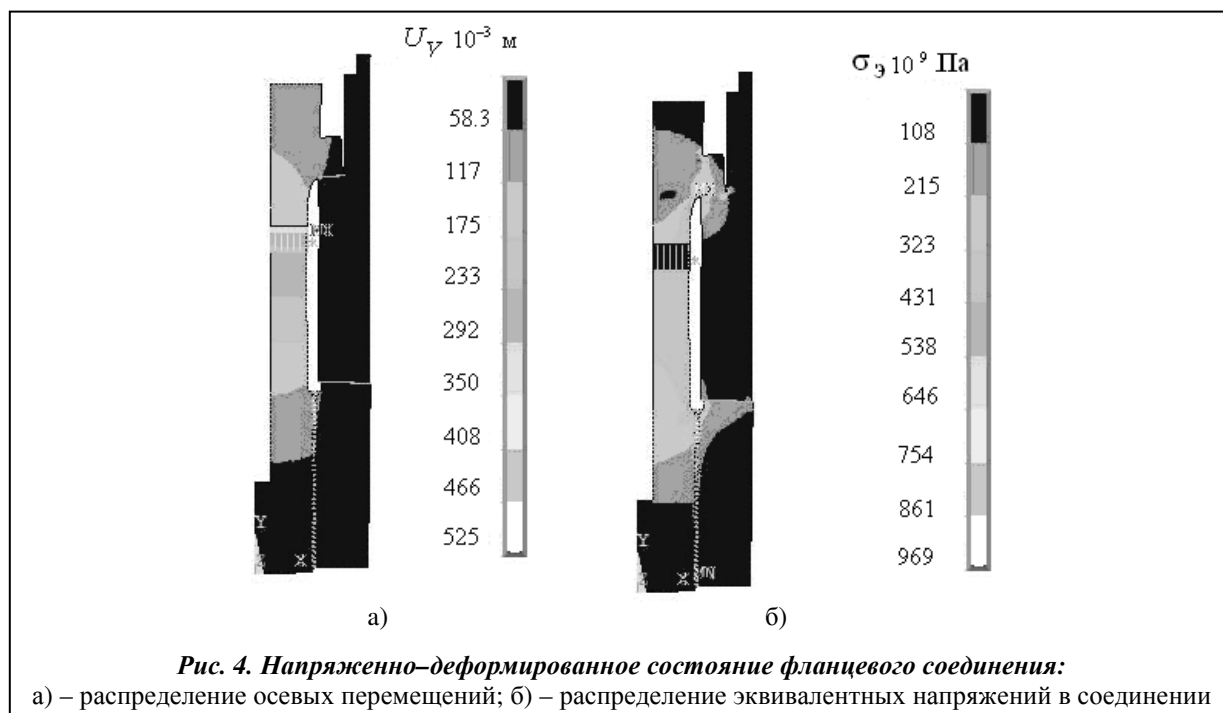
Рис. 3. Конечноэлементная модель резьбового соединения

Модуль упругости  $E = 2 \cdot 10^5$  МПа, коэффициент Пуассона  $\nu = 0,3$ .

На верхнем фланце введены условия закрепления по внешнему диаметру. Перемещения болта и нижнего фланца свободны от ограничений. Они связаны только условиями контактного взаимодействия (условия идеального механического контакта).

Для исследования задачи о прочности болтового соединения вал турбины – РК задаются нагрузки, действующие на один болт. Для гидротурбины ПЛ 40-В-700: напряжение предварительной затяжки болта  $\sigma_z = 284,2$  МПа, что отвечает осевому усилию  $F_z = 1,9 \cdot 10^6$  Н; суммарная внешняя нагрузка от действия осевого гидравлического усилия и веса РК  $F_p = 0,45 \cdot 10^6$  Н.

Осевые перемещения  $U_y$  и эквивалентные напряжения  $\sigma_3$  во фланцевом соединении приведены на рис. 4. Максимальные осевые перемещения равны 0,5 мм (рис. 4, а). Распределение эквивалентных напряжений во фланцевом соединении изображено на рис. 4, б. В гладкой части болта их уровень составляет 342 МПа, а в резьбовой части 290 МПа.



На верхних витках наблюдается концентрация напряжений, которая достигает максимального значения во впадине между вторым и первым витками. Следствием появления концентрации напряжений могут быть недостатки расчетной схемы резьбы, а именно, отсутствие закругления впадины. На сторонах витков, вне зоны концентрации напряжений, уровень напряжений составляет от 400 МПа на верхних витках и приблизительно до 340 МПа на нижних.

На рис. 5 приведено распределение контактных давлений  $q_k$  во фланцевом соединении. Зоны наибольшего давления находятся на верхних витках резьбы. Максимум давления наблюдается на внешнем радиусе второго витка (рис. 5 а). Уровень контактных давлений под головкой болта (напряжение смятия под головкой болта) составляет 300 МПа, рис. 5, б.

Для проверки достоверности результатов расчета данной работы, проведено сравнение напряжений  $\sigma_{гд}$  в гладкой части болта с результатами, полученными по общепринятым инженерным методикам, которые для затянутого болта составляют 370 МПа [3, 4, 6], напряжения смятия под головкой болта 265 МПа.

Написан программный модуль для расчета НДС болтовых соединений крепления РК к валу турбины с использованием МКЭ. Все геометрические характеристики конструкции, значения нагрузок и свойства материала – параметризованы и реализованы в макросе исходных данных расчета рассматриваемой задачи.

#### Анализ динамического НДС основных силовых креплений гидротурбины ПЛ40-В-700

Проведен численный анализ динамического НДС болтов крепления вала турбины с РК, вала турбины с валом генератора и болтов крепления лопастей РК гидротурбины ПЛ40-В-700.

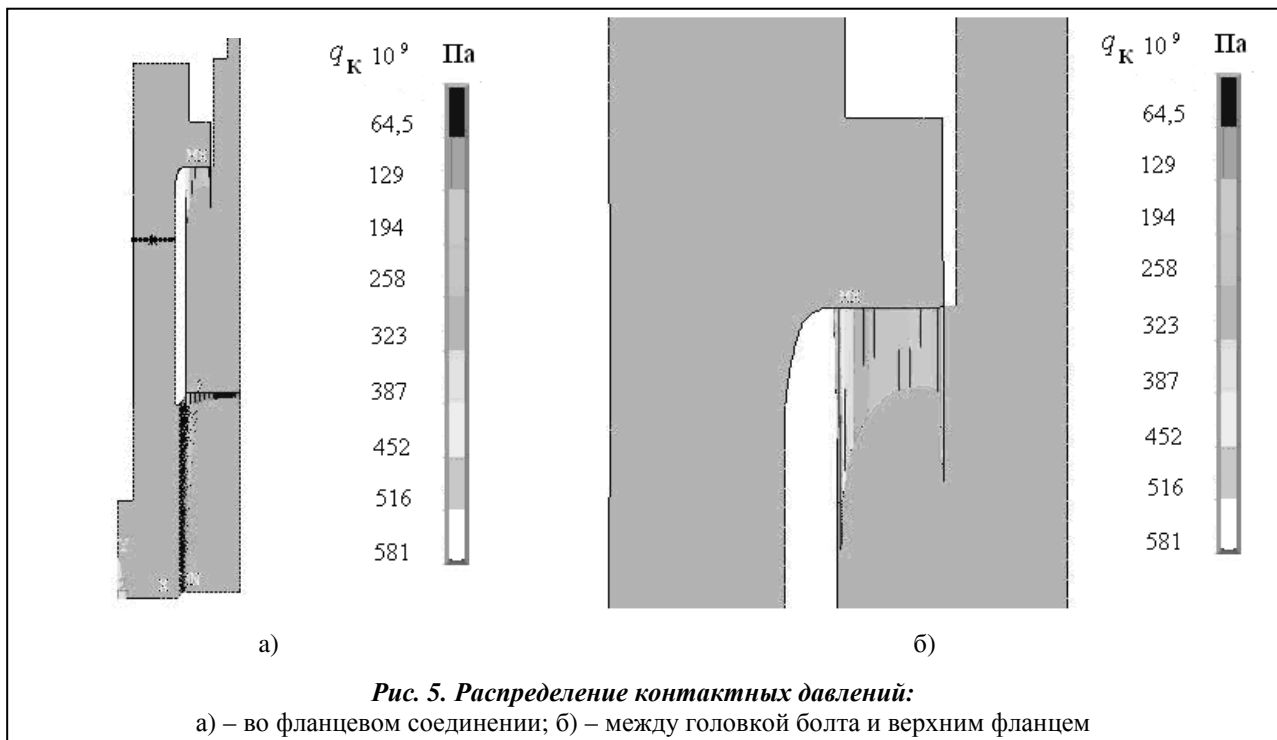
Постоянная составляющая динамической нагрузки от воздействия напора воды принята равной 20% от гидростатической осевой нагрузки  $P_{ос}$ .

При расчетах вынужденных колебаний динамическую нагрузку приняли как

$$P_d = 0,2P_{ос} \cdot \sin(\omega t),$$

где  $\omega$  – круговая частота;  $\omega = 2\pi f_i$  при номинальной частоте вращения агрегата  $n_{ном} = 107,1$  об/мин.

Динамические частоты возбуждения  $f_i$  приведены ниже.



|                      |            |
|----------------------|------------|
| Наименование частоты | $f_i$ , Гц |
| оборотная            | 1,785      |
| оборотнo-лопастная   | 10,71      |
| оборотнo-лопаточная  | 42,84      |

Зависимость интенсивности напряжений от времени для болтов М100×4 фланцевого соединения вал – РК гидротурбины ПЛ40-В-700 вблизи резьбы показана на рис. 6.

Период колебаний  $T = 1/1,785 = 0,56$  соответствует оборотной частоте вращения вала.

Результаты расчета – максимальные  $\sigma_{\max}$ , минимальные  $\sigma_{\min}$ , амплитудные  $\sigma_a$  и средние  $\sigma_m$  напряжения цикла для указанных выше схем болтовых креплений представлены в табл. 1.

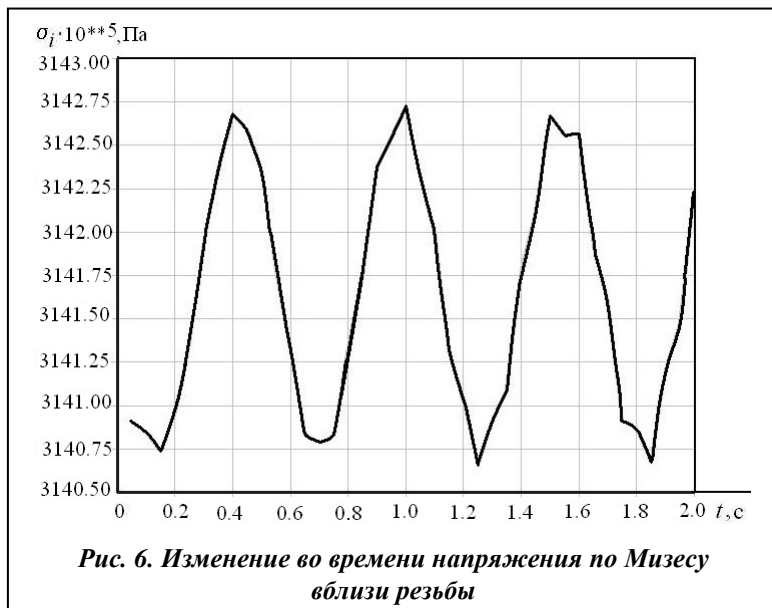
**Таблица 1. Динамические напряжения по Мизесу болтовых креплений**

| Схема        | Расположение             | Напряжения, МПа |                 |            |            |
|--------------|--------------------------|-----------------|-----------------|------------|------------|
|              |                          | $\sigma_{\max}$ | $\sigma_{\min}$ | $\sigma_a$ | $\sigma_m$ |
| вал – РК     | вблизи резьбы            | 314,275         | 314,055         | 0,110      | 314,16     |
|              | вблизи галтели           | 164,426         | 164,388         | 0,020      | 163,41     |
|              | в середине гладкой части | 240,262         | 240,259         | 0,002      | 240,26     |
| лопасть – РК | вблизи резьбы            | 369,350         | 368,175         | 0,588      | 368,76     |
|              | вблизи галтели           | 184,387         | 184,362         | 0,013      | 184,37     |
|              | в середине гладкой части | 404,540         | 404,190         | 0,175      | 404,37     |
| вал – вал    | вблизи галтели           | 258,270         | 258,100         | 0,085      | 285,19     |

Численно установлены зависимости изменения интенсивности напряжений во времени для узлов гладкой части болта, в середине гладкой части и вблизи галтели при затяжке болтов. Если монтаж гидроагрегата проходит с недостаточной предварительной затяжкой, то это может привести к нерасчетным вибрациям и угрозе разрушения. Таким образом, показано, что монтаж гидроагрегата требует жесткого контроля затяжки болтового соединения.

#### Испытания стали марки 25Х1МФ на циклическую усталость

Для испытаний на циклическую усталость использовались цилиндрические образцы из стали марки 25Х1МФ. Сталь термообработана на ПАО «Турбоатом» по стандартному режиму, обеспечи-



лостого хода 100g и ВЭДС-200А с амплитудой колебаний 10 мм, диапазон рабочих частот 5–5000 Гц, максимальное ускорение холостого хода 100g, выталкивающая сила 200 кгс.

Деформация образцов измерялась с помощью трех тензодатчиков, подключенных к тензостанции 4АНЧ-22. Расположение датчиков позволило контролировать зоны конструктивных особенностей. По измеренным деформациям определялись напряжения в соответствующих точках образца.

#### Испытания образцов в режиме плоского симметричного изгиба

Для испытаний на циклическую усталость при симметричном изгибе выбран образец в соответствии с ГОСТ 25.502-79 [7] (рис. 7).



помощью специальной тензометрической балки и на электродинамическом вибростенде ВЭДС-200.

Данные, полученные в результате статической и динамической градуировок, использовались для задания режимов испытаний. Контроль параметров нагружения производился по напряжению на выходе тензостанции 4АНЧ-22 и вибрационному ускорению, которое измерялось виброметром ВШВ-003.

Механические напряжения и числа циклов до разрушения при усталостных испытаниях в режиме симметричного плоского изгиба представлены в табл. 2.

вающему получение гарантированно-го уровня механических свойств [2]. Образцы изготовлены в соответствии с [7].

Испытания проводились в двух режимах: плоского симметричного изгиба и растяжения–сжатия на образцах с твердостью НВ 241–269, что соответствует пределу текучести  $\sigma_{0,2} = 667–750$  МПа, пределу прочности  $\sigma_b = 784–860$  МПа.

При испытаниях использовались электродинамические вибрационные стенды ВЭДС-400А с такими параметрами: выталкивающая сила 400 кгс, амплитуда колебаний 12,5 мм, диапазон рабочих частот 5–5000 Гц, максимальное ускорение холостого хода 100g, выталкивающая сила 200 кгс.

Испытания консольно закрепленных образцов проводились при возбуждении вибрации в вертикальном направлении. Уровень нагружения контролировался акселерометром. Деформация образцов измерялась с помощью тензорезисторов.

Уровни нагружения выбраны в соответствии с рекомендациями, приведенными в [8]. Перед каждым испытанием проводилась статическая и динамическая градуировка установки с

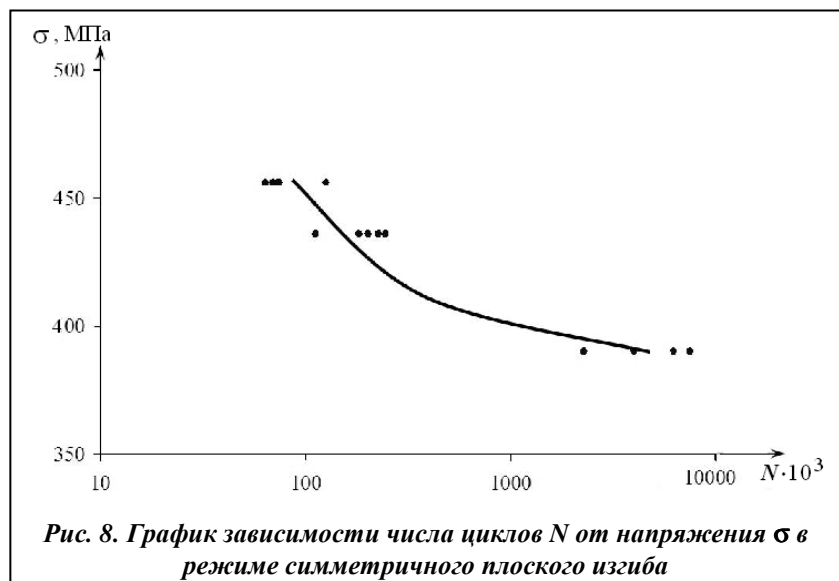
Таблица 2. Результаты испытаний при симметричном плоском изгибе

| Номер образца | $N$ , число циклов до разрушения | $\sigma$ , МПа |
|---------------|----------------------------------|----------------|
| 2/4-14        | $7,32 \cdot 10^4$                | 456            |
| 4/13-14       | $6,94 \cdot 10^4$                |                |
| 6/12-13       | $7,53 \cdot 10^4$                |                |
| 1/10-11       | $6,37 \cdot 10^4$                |                |
| 1/3-12        | $12,58 \cdot 10^4$               |                |
| 1/4-14        | $2,27 \cdot 10^5$                | 436            |
| 5/13-14       | $1,83 \cdot 10^5$                |                |
| 2/12-13       | $1,13 \cdot 10^5$                |                |
| 2/10-11       | $2,04 \cdot 10^5$                |                |
| 2/3-12        | $2,46 \cdot 10^5$                | 390            |
| 5/4-14        | $2,28 \cdot 10^6$                |                |
| 2/13-14       | $4,01 \cdot 10^6$                |                |
| 6/3-12        | $7,49 \cdot 10^6$                |                |
| 3/10-11       | $6,27 \cdot 10^6$                | 350            |
| 3/3-12        | $6,52 \cdot 10^6$                |                |
| 4/10-11       | $2,65 \cdot 10^7$                | 312            |
| 3/13-14       | $1,01 \cdot 10^8$ не разрушен    |                |
| 4/3-12        | $1,15 \cdot 10^8$ не разрушен    |                |

На рис. 8 представлен график зависимости числа циклов нагружения образцов до разрушения от напряжения  $\sigma$  при испытаниях на симметричный плоский изгиб.

При построении кривых, полученных при усталостных испытаниях, результаты (число циклов до разрушения образца) сгруппированы по значениям твердости (НВ 241; 248; 255; 262). Ставилась задача определить влияние твердости на вид кривых усталости.

Полученные при испытаниях результаты показывают, что нет прямой зависимости между твердостью и числом циклов нагружения образца до его разрушения.

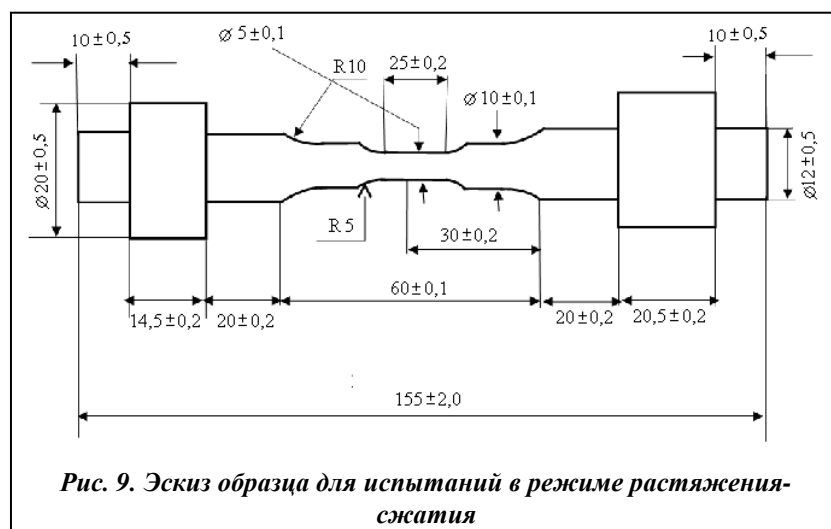


### Испытание образцов в режиме растяжение-сжатие

Для проведения усталостных испытаний в режиме растяжение-сжатие использован образец, приведенный на рис. 9.

Частота колебаний при испытаниях в режиме растяжения-сжатия была в пределах 432–456 Гц.

Значения механических напряжений и соответствующие им числа циклов до разрушения образцов в режиме растяжение-сжатие приведены в табл. 3.



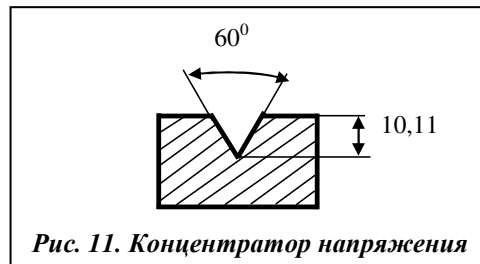
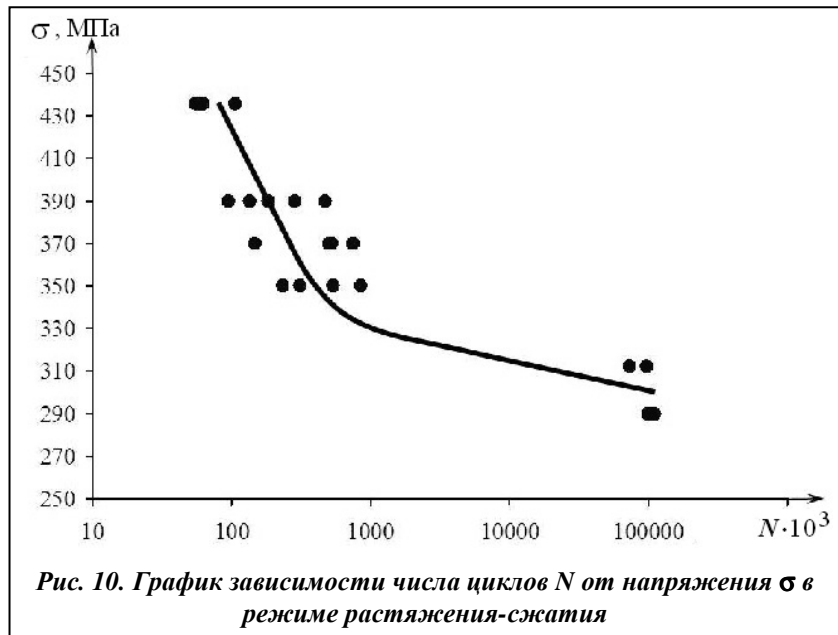
**Таблица 3. Результаты испытаний образцов в режиме растяжение-сжатие**

| Номер образца | Число циклов до разрушения    | $\sigma$ , МПа |
|---------------|-------------------------------|----------------|
| 5/11-3        | $6,12 \cdot 10^4$             | 436            |
| 2/9-10        | $5,56 \cdot 10^4$             |                |
| 7/3-12        | $5,96 \cdot 10^4$             |                |
| 6/9-10        | $10,63 \cdot 10^4$            |                |
| 6/2-8         | $6,36 \cdot 10^4$             |                |
| 6/11-3        | $4,79 \cdot 10^5$             | 390            |
| 7/10-11       | $1,34 \cdot 10^5$             |                |
| 7/7-8         | $1,04 \cdot 10^5$             |                |
| 7/9-10        | $1,85 \cdot 10^5$             |                |
| 4/9-1         | $2,86 \cdot 10^5$             |                |
| 3/11-3        | $5,25 \cdot 10^5$             | 370            |
| 6/13-14       | $1,49 \cdot 10^5$             |                |
| 3/9-10        | $5,08 \cdot 10^5$             |                |
| 4/2-8         | $7,47 \cdot 10^5$             |                |
| 2/7-8         | $3,15 \cdot 10^5$             |                |
| 7/13-14       | $2,33 \cdot 10^5$             | 350            |
| 5/9-10        | $8,52 \cdot 10^5$             |                |
| 7/2-8         | $5,42 \cdot 10^5$             |                |
| 4/11-3        | $7,41 \cdot 10^7$             | 312            |
| 7/1-9         | $9,98 \cdot 10^7$             |                |
| 1/11-3        | $1,03 \cdot 10^8$ не разрушен | 290            |
| 2/2-8         | $1,11 \cdot 10^8$ не разрушен |                |

На рис. 10 представлен график зависимости числа циклов нагружения образцов до разрушения от напряжения  $\sigma$  при испытаниях на растяжение-сжатие.

Для сравнения прочностных характеристик материалов образцов с повреждениями и без повреждений проведены испытания образцов с концентратором напряжения, имитирующем повреждение.

Вид концентратора напряжения приведен на рис. 11.



**Таблица 4. Результаты испытаний образцов с концентратором напряжения**

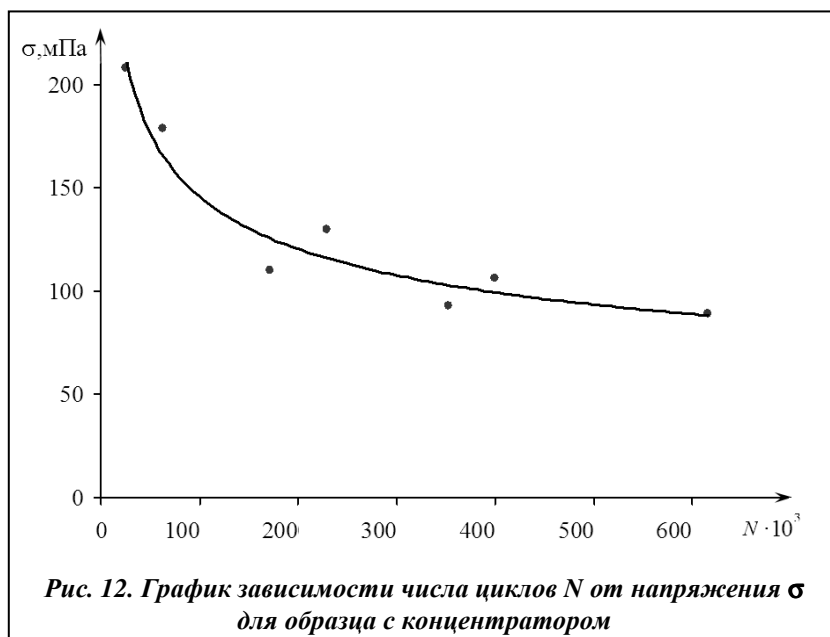
| № образца | Число циклов до разрушения    | $\sigma$ , МПа |
|-----------|-------------------------------|----------------|
| 1/2-8     | $2,53 \cdot 10^4$             | 208            |
| 3/8-7     | $6,32 \cdot 10^4$             | 179            |
| 5/8-7     | $3,50 \cdot 10^5$             | 130            |
| 3/9-1     | $2,29 \cdot 10^5$             |                |
| 2/9-1     | $1,75 \cdot 10^5$             | 110            |
| 1/8-7     | $1,87 \cdot 10^5$             |                |
| 8/10-11   | $3,99 \cdot 10^5$             | 106            |
| 1/9-10    | $3,53 \cdot 10^5$             | 93             |
| 5/2-8     | $6,16 \cdot 10^5$             | 89             |
| 3/2-8     | $1,37 \cdot 10^8$ не разрушен | 73             |

На рис. 12 приведен график зависимости числа циклов до разрушения образца с концентратором от величины напряжения  $\sigma$ .

Сравнение результатов испытаний образцов без концентратора напряжений и образцов с концентратором показывает снижение прочностных свойств.

Для образцов без концентратора напряжения диапазону числа циклов нагружения до разрушения образца  $N = 10^4 - 10^7$  соответствует диапазон напряжений  $\sigma = 312 - 436$  МПа, а с концентратором напряжений диапазону числа циклов нагружения до разрушения образца  $N = 10^4 - 10^6$  – диапазон напряжений  $\sigma = 89 - 208$  МПа.





товых соединений гидротурбины ПЛ40-В-700: вал турбины – РК, вал турбины – вал генератора, лопасть – РК. С помощью МКЭ получено распределение средних и амплитудных значений интенсивности напряжений в узлах сетки конечных элементов болтовых соединений с учетом характерных частот возбуждения. Численно установлены зависимости изменения интенсивности напряжений во времени в теле болта.

Необходимо продолжить работу по уточнению напряжений в районе галтельного перехода от головки к стержню и в резьбе болта в упругопластической постановке.

Проведены эксперименты на растяжение-сжатие и изгиб образцов из стали марки 25Х1МФ крепежных деталей в соответствии со спецификацией образцов. Получены кривые усталости на растяжение-сжатие и изгиб образцов из стали марки 25Х1МФ.

При испытаниях на усталость в режиме растяжения-сжатия число циклов до разрушения образца на порядок меньше, чем при испытаниях на плоский симметричный изгиб для одинаковых напряжений  $\sigma$ .

Полученные при испытаниях в режиме растяжения-сжатия результаты отличаются большим разбросом значений, чем при испытаниях на плоский симметричный изгиб.

### Литература

1. СТО РусГидро 02.03.107-2013. Гидроэлектростанции. Неразрушающий контроль крепежных элементов ответственных узлов гидроагрегатов. Методические указания. – М., 2013. – 53 с.
2. ГОСТ 20700-75 (СТ СЭВ 1066-78). Болты, шпильки, гайки и шайбы для фланцевых и анкерных соединений, пробки и хомуты с температурой среды от 0 до 650 °С. Технические условия. – М.: Изд-во стандартов.
3. Биргер, И. А. Расчет на прочность деталей машин. Справочник / И. А. Биргер, В. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
4. Биргер, И. А. Резьбовые соединения / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1973. – 256 с.
5. Ковалев, Н. Н. Гидротурбины. Конструкции и вопросы проектирования / Н. Н. Ковалев. – М.; Л.: Гос. науч.-техн. изд-во машиностроит. лит., 1961. – 615 с.
6. Иосилевич, Г. Б. Затяжка и стопорение резьбовых соединений: Справочник / Г. Б. Иосилевич, Г. В. Строганов, Ю. В. Шарловский. – М.: Машиностроение, 1985. – 224 с.
7. ГОСТ 25.502-79. Расчеты и испытания на прочность в машиностроении. Методы механических испытаний металлов. Методы испытаний на усталость. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 32 с.
8. Школьник, Л. М. Методика усталостных испытаний: Справочник / Л. М. Школьник. – М.: Металлургия, 1978. – 304 с.

Поступила в редакцию 10.02.17