

ДИНАМІКА ТА МІЦНІСТЬ МАШИН

УДК 539.3:621.22

Водка А.А.

К ВОПРОСУ О ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ГИДРОТУРБИН

Введение. Болтовые соединения широко используются в технике, в том числе гидротурбиностроении, и являются одним из наиболее распространенных способов разборного соединения деталей машин. Широкий спектр применения болтовых соединений ставит задачу о рациональном выборе их типоразмеров и конструкций. В библиографической статье [1] приведены ссылки более чем на 700 работ (опубликованных в период с 1990 по 2002 год), которые посвящены проблемам расчета, проектирования и использования резьбовых соединений. Несмотря на широкое раскрытие вопроса, проблемы анализа прочности и прогноза надежности болтовых соединений остаются актуальными. В последнее время, при эксплуатации гидроагрегатов ГЭС и ГАЭС на территории стран СНГ наблюдается увеличение незапланированных простоев турбомашин вызванных выходом из строя болтовых соединений. Среди них следует отметить обрывы: лопастей рабочих колес, самих рабочих колес, крепления подпятников, шпилек крепления крышек гидротурбин и др. Все эти незапланированные остановки, а также авария на Саяно-Шушенской ГЭС, поставили вопрос о необходимости уточнения расчетных методик, которые использовались при проектировании болтовых соединений.

Следует отметить, что сегодня ведутся работы по созданию нормативных документов по расчету прочности и оценки надежности элементов гидротурбин [2], однако в указанном документе не уделено достаточное внимание методике расчета болтовых соединений на прочность и надежность.

Эксплуатация болтовых соединений гидротурбин связана с рядом особенностей: наличием коррозионной среды (воды), существенной предварительной затяжкой, значительными напряжениями, возникающие вследствие действия крутящего момента и динамического гидравлического усилия на валу турбины. Отказы болтовых соединений зачастую носят постепенный характер и вызваны коррозионно-усталостными процессами (рис. 1).



Рис. 1 – Болты крепления рабочего колеса гидротурбины (M110x4) после эксплуатации

Таким образом, задача по разработке методик и математических моделей для оценки прочности и ресурса болтовых соединений, учитывающих перечисленные особенности их работы, является практически и теоретически важной и актуальной.

Постановка задачи. Целью данной работы является обзор современных методов и подходов, которые могут быть использованы для исследования прочности и надежности болтовых соединений гидротурбин.

Методы исследования прочности. На сегодняшний день, наиболее широкое распространение имеют три типа методов: аналитический, экспериментальный и численный. Аналитические методы имеют множество ограничений. Это, по всей видимости, связано с трудностями при задании краевых условий и аналитического описания формы поверхности резьбового соединения. Несмотря на описанные выше трудности, определенные успехи в решении контактной задачи в болтовом соединении были получены в работах И. А. Биргера, Б. Ф. Шорра и Г. Б. Иосилевича [3-4].

Экспериментальная методика является наиболее простой, но требует больших материальных затрат. Среди экспериментальных методов хорошо разработаны методы фотоупругости [6-9] и тензометрирования [10].

На сегодняшний день одним из наиболее широко распространенных численных методов решения дифференциальных уравнений в частных производных является метод конечных элементов. Суть метода состоит в том, что область, в которой ищется решение дифференциальных уравнений, разбивается на конечное число элементов. В каждом из элементов выбирается вид аппроксимирующей функции. Значения функций в узлах является решением задачи и заранее неизвестны. Коэффициенты аппроксимирующих функций обычно ищутся из условия равенства значения соседних функций на границах между элементами (в узлах). Затем эти коэффициенты выражаются через значения функций в узлах элементов. Составляется система линейных алгебраических уравнений. Количество уравнений равно количеству неизвестных значений в узлах, на которых ищется решение исходной системы и ограничивается только возможностями ЭВМ [11].

С развитием компьютерной техники численный анализ с использованием метода конечных элементов (МКЭ) является основным средством для прогнозирования механического поведения и оптимизации конструкции, в то же время экспериментальный анализ остается инструментом для проверки результатов, полученных численным путем.

Отдельно стоит рассмотреть полуаналитические методы определения НДС. К таким методам можно отнести методики расчета на основе коэффициентов концентрации напряжений. Под коэффициентом концентрации напряжений понимают:

$$K_{\sigma} = \frac{\sigma_{\text{конц}}}{\sigma_{\text{ном}}}, \quad (2)$$

где $\sigma_{\text{конц}}$ – напряжения в концентраторе; $\sigma_{\text{ном}}$ – напряжения вдали от концентратора; K_{σ} – коэффициент концентрации.

Обычно точку определения $\sigma_{\text{ном}}$ выбирают на участке конструкции, где реализуется простое напряженное состояние, значение которого может быть определено из соотношений сопротивления материалов. Точку конструкции для определения $\sigma_{\text{конц}}$ выбирают как наиболее опасную по уровню напряжений. В силу того, что задача теории упругости линейна для большинства инженерных сооружений, то коэффициент K_{σ}

не зависит от величины внешней нагрузки. Таким образом, в конструкциях, для которых коэффициент концентрации известен, использование такого подхода позволяет в значительной мере сократить сложность расчетов по определению напряженного состояния. Сами же коэффициенты концентрации определяют из эксперимента или с помощью МКЭ.

Применительно к болтовым соединениям, коэффициенты концентрации определяются для галтели под головкой болта и для резьбы относительно стержня болта. Большой вклад в составление таблиц и номограмм концентраций напряжений сделали Мавлютов [12], Петерсон [13], Нейбер [14], Биргер [2-3] и др.

Методы оценки надежности. Один из первых методов оценки ресурса, получившим широкое распространение, был предложен Веллером на основе составленных им диаграмм (кривых усталости), с помощью которых можно было определить число циклов до разрушения 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:

$$N = \begin{cases} N_0 \left(\frac{\sigma_R}{\sigma_a} \right)^m, & \sigma_a > \sigma_R, \\ \infty, & \sigma_a < \sigma_R \end{cases}, \quad (3)$$

где N – число циклов до разрушения; N_0 – база испытания, σ_R – предел выносливости материала при коэффициенте асимметрии цикла $R = \sigma_{max}/\sigma_{min}$; σ_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) [15-16]. Однако о существовании кривых усталости для силовых болтов гидротурбин автору не известно, поэтому к болтам обычно применяется стандартная методика получения кривой усталости.

В рассматриваемых болтах вследствие особенностей геометрической формы и воздействия внешних нагрузок реализуется сложное напряженное состояние. В связи с этим, актуальным является вопрос выбора модели эквивалентного напряжения для оценки ресурса при многоциклового усталости. На сегодняшний день известно несколько моделей эквивалентного напряжения [17-18], некоторые из них основаны на широко известных критериях пластичности (Треска, Мизеса), другие используют их комбинацию и требуют определения дополнительных констант материала. В виду сложности применения описанных моделей, часто в качестве эквивалентного напряжения принимают 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.) [16, 19-20].

На предел выносливости рассматриваемых болтовых соединений в процессе эксплуатации влияют практически все выше перечисленные факторы: масштабный фактор (ε), состояние поверхности (β), коррозионная среда – пресная вода (γ), фретти-

ниг коррозия в резьбе (α). Таким образом, предел выносливости болта может быть записан в виде (4). Значения коэффициентов снижения предела долговременной прочности для рассматриваемых болтов сведены в табл. 1.

$$\sigma_{-1\partial} = \alpha\beta\gamma\varepsilon\sigma_{-1}. \quad (4)$$

Таблица 1

Коэффициенты влияния факторов на предел долговременной прочности

α	β	γ	ε
0,32..0,39	0,72..0,88	0,41..0,51	0,50..0,61

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 σ_R , однако такие исследования являются дорогостоящими, поэтому на практике используется подход, где амплитуда напряжений при несимметричном цикле пересчитывается в эквивалентную амплитуду симметричного цикла [19-20]. Для реализации такого пересчета могут быть использованы различные модели, среди них наиболее широкое распространение получили следующие: прямая Гудмана (для хрупких материалов) (5), парабола Гербера (для пластичных материалов) (6) и модель Содерберга (для материалов, работающих в условиях средних сжимающих напряжений) (7):

$$\sigma_{aэкв} = \sigma_a \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right), \quad (5)$$

$$\sigma_{aэкв} = \sigma_a \left(1 - \left(\frac{\sigma_m}{\sigma_B} \right)^2 \right), \quad (6)$$

$$\sigma_{aэкв} = \sigma_a \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_T} \right), \quad (7)$$

где σ_a – амплитуда напряжений цикла, $\sigma_{aэкв}$ – эквивалентная амплитуда напряжений симметричного цикла, σ_m – среднее напряжение цикла, σ_B – предел временной прочности материала, σ_T – предел текучести материала.

Принимая во внимание все изложенные факторы, уравнение кривой Веллера для рассматриваемых болтов может быть записано в виде:

$$N = \begin{cases} N_0 \left(\frac{\sigma_{-1\partial}}{\sigma_{aэкв}} \right)^m, & \sigma_{aэкв} > \sigma_{-1} \\ \infty, & \sigma_{aэкв} < \sigma_{-1} \end{cases}. \quad (8)$$

Таким образом, рассмотренные модели позволяют проводить оценку ресурса болтовых соединений, учитывая условия работы, факторы нагружения и внешней среды. Однако такие модели в случае переменной во времени амплитуды напряжений

имеют недостаточно хорошее согласование с экспериментальными данными. В общем, использование таких моделей оставляет значительное поле вопросов, не имеющих однозначного ответа и решаемых исследователем исходя из накопленного им опыта, что делает такие подходы близкими к искусству.

Введение параметра повреждаемости материала позволяет учесть влияние переменной амплитуды напряжений во времени, а так же эффекты в изменении физических (механических) свойств материала (модуля упругости, плотности, электрического сопротивления).

Уравнение кинетики повреждаемости может быть записано в виде:

$$\frac{d}{dt}D(t) = f(\sigma, D(t), t, \dots), \quad (9)$$

где $D(t)$ – функция повреждаемости, σ – механические напряжения, t – время.

На сегодняшний момент существует несколько подходов к определению физического смысла повреждаемости. Для инженерных материалов, повреждаемость может быть определена как снижение несущей способности материала. С точки зрения термодинамики, накопление повреждаемости приводит к повышению энтропии.

Исходя из того, что повреждаемость – необратимый процесс, то функция $D(t)$ должна быть положительной, монотонно возрастающей, т.е. $f(\dots) > 0$. Так же вводится предположение, что изначально повреждаемость равна нулю, а в момент образования макротрещины достигает единицы:

$$\begin{aligned} D(0) &= 0 \\ D(t_r) &= 1 \end{aligned} \quad (10)$$

где t_r – время возникновения макротрещины.

Определение физического смысла функции повреждаемости является ключом к моделированию процесса повреждаемости и предсказанию ресурса. В обзорах, составленных А. Fatemi, L. Yang [21-22], модели повреждаемости можно разделить на следующие группы:

- *модели микроуровня*, основанные на том, что изначально материал содержит дислокации, которые в процессе работы материала объединяются в микротрещины. В таких моделях повреждаемость пропорциональна числу или характерному размеру дислокаций λ (Davidson и Lankford):

$$D = 1 - \left(\frac{\lambda}{\lambda_0} \right)^p, \quad (11)$$

где p – параметр материала.

- *модели на основе измерения поверхностных трещин*. С механической точки зрения, трещины являются проявлением повреждаемости. Измерение размеров трещин с помощью электронного микроскопа позволило ввести параметр повреждаемости пропорционально размеру микротрещины a (Miller, Polak):

$$D = \frac{a}{a_f}, \quad (12)$$

где a_f – размер микротрещин, советующий возникновению макротрещины; a – текущий размер микротрещин.

- *модели на основе механических параметров.* В процессе наработки материал накапливает повреждение, что выражается в изменении жесткости, модуля упругости, плотности, энергии пластической деформации и т.д. Поэтому существует множество моделей на основе этих параметров, так как в процессе эксперимента над образцами относительно просто контролировать напряжения и деформации, возникающие в них, то распространение получили модели вида:

$$D = 1 - \frac{\sigma_0}{\sigma}, \quad (13)$$

$$D = 1 - \frac{\varepsilon_0}{\varepsilon}. \quad (14)$$

В этих моделях индекс 0 означает начальное значение параметров. По аналогии с этими моделями также используются модели на основе энергетических критериев.

- *модели на основе физических параметров.* Такие модели позволяют связать изменение физических параметров с накоплением повреждаемости. В данный момент для измерения повреждаемости используют следующие подходы: рентгенографию, оптическую голографию, измерение плотности, акустику, потенциальные и вихревые токи, ультразвук, магнитные поля, позитронную аннигиляцию, измерение теплопроводности.

Не смотря на такое разнообразие моделей повреждаемости, все выше перечисленные модели удобны при проведении экспериментальных исследований, однако для инженерной практики они малоприменимы.

Одной из моделей, которая применяется в инженерных расчетах, является модель линейного накопления повреждаемости:

$$\sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_{if}} = 1, \quad (15)$$

где n_i – число циклов при заданной амплитуде напряжений, N_{if} – число циклов до разрушения при этой же амплитуде напряжений (N_{if} может быть определено по кривой Веллера), n – число блоков нагружения. Уравнение (15) не учитывает историю нагружения, что может приводить к значительному (до одного порядка) расхождению между временем до разрушения, предсказанным по этой модели, и полученным экспериментальным путем. Для того чтобы улучшить согласование с экспериментом, эта модель претерпела множество улучшений. Например, билинейная модель (16) (Grover), а так же нелинейная модель (17) (Gratts), где C ($C \neq 1$), m – константы материала. Так же стоит отметить нелинейную модель Chaboche (18) [23].

$$\begin{cases} \sum \frac{n_i}{\alpha N_i} = 1, & \text{для инициации микротрещин} \\ \sum \frac{n_i}{(1-\alpha)N_i} = 1 & \text{для роста микротрещин} \end{cases} \quad (16)$$

$$\sum_{i=1}^n \left(\frac{n_i}{N_{if}} \right)^m = C. \quad (17)$$

$$dD = D^{\alpha(\sigma_m, \bar{\sigma})} \left[\frac{\sigma_m - \bar{\sigma}}{M(\bar{\sigma})} \right]^\beta dN. \quad (18)$$

Следует отметить серию работ по разработке вероятностных моделей прогнозирования номинального и остаточного ресурса, которые выполнялись на кафедре динамики и прочности машин НТУ «ХПИ» [24-26].

Изложенные выше принципы и подходы к определению прочности и надежности резьбовых соединений широко применяются различными исследователями. Так в [27] рассмотрены вопросы определения НДС болтового соединения крепления специальной подвески самолета с использованием МКЭ. В работе построена детальная конечно-элементная модель болтового соединения, учитывающая резьбу. На основе этой модели получены параметры НДС, а также распределение эквивалентных напряжений по виткам резьбы. На основе этих данных с помощью кривой Веллера определено число циклов нагружения до разрушения.

Распределение напряжений в резьбе болтовых соединений определяется различными факторами, одним из которых является конструкция гайки. Так некоторые модификации конструкции гаек могут снижать концентрацию напряжений на 80% [28]. В [28] исследования напряженного состояния были проведены с помощью МКЭ на основе осесимметричных моделей.

В [29] на примере типового резьбового соединения, которое используется в подводных трубопроводах (такие трубопроводы часто используются при бурении и техническом обслуживании нефтяных скважин) рассмотрены вопросы моделирования, оценки НДС и ресурса. Оценка ресурса проведена на основе кривой Веллера.

В отличие от описанной выше работы, в [30] проведено экспериментальное исследование образцов, которые работают в тех же условиях, что и резьбовые соединения труб, используемые при бурении. В работе получены кривые Веллера для этих образцов, работающих при нагрузках кручения-растяжения. На основе этих данных было получено аналитическое выражение, описывающее кривую усталости таких образцов.

Выводы. Резьбовые соединения являются неотъемлемой частью практических любых конструкций. Поэтому чрезвычайно важным является исследование НДС резьбовых соединений, возникающие при различных нагрузках. Так же проблемой не меньшей важности является предсказание ресурса резьбовых соединений.

В данной работе рассмотрены основные подходы к определению НДС различных типоразмеров резьбовых соединений, которые используются в мировой практике. Так же рассмотрены основные методы оценки ресурса болтовых соединений.

Не смотря на обилие работ в области усталостной прочности, считать этот вопрос исчерпывающе рассмотренным все еще рано. Как отмечал в своей монографии В. И. Феодосьев [31], прогнозирование ресурса при многоциклового усталости требует развития вероятностных методов, основанных на моделях микроуровня. Сегодняшний уровень развития вычислительной техники позволяет построить такие модели, тем самым, открывая новые области для исследования.

Литература: 1. Mackerle J. *Finite element analysis of fastening and joining: A bibliography (1990–2002)* / J. Mackerle // *International Journal of Pressure Vessels and Piping*. - 2003. - Vol. 80. - pp. 253–271. 2. *Розрахунок гідротурбін ГЕС та ГАЕС. Методичні вказівки: СОУ-Н МЕНВ 40.1 – 21677681 – 5: 2001.* – Офіц. вид. – К.: ОЕР ГРІФРЕ: Міністерство енергетики та вугільної промисловості України, 2011. – 76 с. – (Нормативний документ Міненерговугілля України. Методичні вказівки). 3. Биргер И. А. *Резьбовые и фланцевые соединения* / И. А. Биргер, Г. Б. Иосилевич. – М.: Машиностроение, 1990. – 386 с. 4. Биргер И. А. *Расчет на прочность*

деталей машин: Справочник / И. А. Биргер, Б. Ф. Шорр, Г. Б. Иосилевич. – [4-е изд., перераб. и допол.]. – М.: Машиностроение, 1993. – 640 с. 5. Стрельчук Н. А. Метод фотоупругости: в 3т / Н. А. Стрельчук, Г. А. Хесин, Ф. Ф. Губин, и др. [Под ред. Г. Л. Хесина]. – М.: Стройиздат, 1975. – Т1 - 460с, Т2 - 367с, Т3 - 312. 6. Щербаков С. С. Исследование методом фотоупругости напряженного состояния моделей системы колесо-рельс / С. С. Щербаков, Л. П. Кухарев, Р. С. Жук, Д. Г. Прибыток // Теоретическая и прикладная механика. – 2012. – №27. – С. 261-265. 7. Fessler H. An assessment of frozen stress photoelasticity / H. Fessler // Journal of Strain Analysis for Engineering Design. – 1992. – vol. 27, no. 3. – pp. 123-126. 8. Chalupnik J. D. Stress Concentrations in Bolt-thread Roots / J. D. Chalupnik // Experimental Mechanics. - 1968. – Vol. 8, № 9. – pp. 398-404. 9. Hetenyi M. A Photoelastic Study of Bolt and Nut Fastenings / M. Hetenyi. Trans. ASME. – 1943. – Vol. 65. – pp. 93–100. 10. 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. 11. Зенкевич О.С. Метод конечных элементов в технике / О.С. Зенкевич. – М.: Мир, 1975. – 543с. 12. Мавлютов Р. Р. Концентрация напряжений в элементах авиационных конструкций / Р. Р. Мавлютов. – М.: Наука, 1981. – 141 с. 13. Петерсон Р. Коэффициенты концентрации напряжений / Р. Петерсон. – М.: Мир, 1977. – 302 с. 14. Нейбер Г. Концентрация напряжений / Г. Нейбер. – М.-Л.: ОГИЗ, 1947. – 204 с. 15. Bickford J. Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints // John H. Bickford. – CRC Press. – 2007. – 515 P. 16. Schijve, J. Fatigue of Structures and Materials / Jaap Schijve. – Springer, 2009. – 626 p. 17. Manson S. S. Fatigue and Durability of Structural Materials / S. S. Manson, G. R. Halford. – ASM International, 2006. – 456 p. 18. Biaxial/Multi-axial Fatigue and Fracture / [editors A. Carpinteri, M. de Freitas, A. Spagnoli]. – Oxford, UK: Elsevier Science Ltd. – 2003. – 522 p. 19. Серенсен С. В. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. Руководство и справочное пособие / С. В. Серенсен, В. П. Козаев, Р. М. Шнейдерович – М.: Машиностроение, 1975. – 488 с. 20. Троценко В. Т. Сопротивление усталости металлов и сплавов: справочник в 2 ч. / Троценко В. Т., Сосновский Л. А. – К.: Наук. думка, 1987. – Ч.1. – 504 с. – Ч. 2.–1302 с. 21. Fatemi A. Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials / A. Fatemi, L. Yang // International Journal of Fatigue. – 1998. – Vol. 20, No. 1. – P. 9–34. 22. Fatemi A. Cumulative Fatigue Damage Mechanisms and Quantifying Parameters: A Literature Review/ A. Fatemi, L. Yang // ASTM Journal of Testing and Evaluation, JTEVA. – 1998. – Vol. 26, No. 2. – P.89–100. 23. Chaboche J. L. A non-linear continuous fatigue damage model / J. L. Chaboche, P. M. Lesne // Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. – 1988. – Vol. 11. – pp. 1–17. 24. Жовдак В.А. Прогнозирование ресурса элементов конструкций при широкополосном случайном воздействии / В. А. Жовдак, Л. Ф. Тарасова // Динамика и прочность машин. - 1989. – Вып. 50. – С. 118-124. 25. Жовдак В.А. Прогнозирование надежности элементов конструкции с учетом технологических и эксплуатационных факторов / В. А. Жовдак, И. В. Мищенко. – Х.: ХГПУ, 1999. – 120 с. 26. Жовдак В.А. Прогнозирование остаточного ресурса элементов конструкций с использованием двумерных марковских процессов / В. А. Жовдак, Л. Ф. Тарасова // Вестник НТУ «ХПИ». Тематический выпуск: Динамика и прочность машин. – 2009. – №42. - С. 56-64. 27. 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. 28. Kinzel G. L. Reduction of Stress Concentration in Bolt-Nut Connectors / Gary L. Kinzel // Journal of Mechanical Design. - 2006. – Vol. 128. – pp. 1337-1342. 29. Cetin A. Fatigue life prediction for large threaded components / Ali Cetin, Gunnar Härkegård // Procedia Engineering. – 2010. – Vol. 2. – pp. 1225-1233. 30. 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. 31. Феодосьев В. И. Сопротивление материалов / Всеволод Иванович Феодосьев. – М.: Наука, 1979. – 560 с.

Bibliography (transliterated): 1. Mackerle J. Finite element analysis of fastening and joining: A bibliography (1990–2002) / J. Mackerle // International Journal of Pressure Vessels and Piping. 2003. – Vol. 80. – pp. 253–271. 2. Rozrahunok gidroturbin GES ta GACS. Metodichni vkazivki: SOU-N MEV 40.1 – 21677681 – 5: 2001. – Ofic. vid. – К.: OER GRIFRE: Ministerstvo energetiki ta vugil'noi promislovosti Ukraïni, 2011. – 76 s. – (Normativnij dokument Minenergovugillja Ukraïni. Metodichni vkazivki). 3. Birger I. A. Rez'bovye i flancevye soedinenija / I. A. Birger, G. B. Iosilevich. – М.: Mashinostroenie, 1990. – 386 s. 4. Birger I. A. Raschet na prochnost' detalej mashin: Spravochnik / I. A. Birger, B. F. Shorr, G. B. Iosilevich. – [4-e izd., pererab. i dopol.]. – М.: Mashinostroenie,

1993. – 640 s. 5. Strel'chuk N. A. Metod fotouprugosti: v 3t / N. A. Strel'chuk, G. A. Hesin, F. F. Gubin, i dr. [Pod red. G. L. Hesina]. – M.: Strojizdat, 1975. – T1 - 460s, T2 - 367s, T3 - 312. 6. Werbakov S. S. Issledovanie metodom fotouprugosti naprjazhennogo sostojanija modelej sistemy koleso-rel's / S. S. Werbakov, L. P. Kuharev, R. S. Zhuk, D. G. Pribytok // Teoreticheskaja i prikladnaja mehanika. – 2012. – №27. – S. 261-265. 7. Fessler H. An assessment of frozen stress photoelasticity / H. Fessler // Journal of Strain Analysis for Engineering Design. – 1992. – vol. 27, no. 3. – pp. 123-126. 8. Chalupnik J. D. Stress Concentrations in Bolt-thread Roots / J. D. Chalupnik // Experimental Mechanics. 1968. – Vol. 8, № 9. – pp. 398-404. 9. Hetenyi M. A Photoelastic Study of Bolt and Nut Fastenings / M. Hetenyi. Trans. ASME. – 1943. – Vol. 65. – pp. 93-100. 10. Vodka A. A. Issledovanie naprjazhennogo-deformirovannogo sostojanija boltovyh soedinenij rabocheho kolesa gidroturbiny v uslovijah laboratornogo jeksperimenta / A.I. Trubaev, A.S. Stepchenko, A.A. Vodka // Nadezhnost' i dol-govechnost' mashin i sooruzhenij. – 2011. – №34. – ss. 155-162. 11. Zenkevich O.S. Metod konechnykh jelementov v tehnikе / O.S. Zenkevich. – M.: Mir, 1975. – 543s. 12. Mavljutov R. R. Koncentracija naprjazhenij v jelementah aviacionnykh konstrukcij / R. R. Mavljutov. – M.: Nauka, 1981. – 141 s. 13. Peterson R. Kojefficienty koncentracii naprjazhenij / R. Peterson. – M.: Mir, 1977. – 302 s. 14. Nejber G. Koncentracija naprjazhenij / G. Nejber. – M.-L.: OGIz, 1947. – 204 s. 15. Bickford J. Introduction to the Design and Behavior of Bolted Joints // John H. Bickford. – CRC Press. – 2007. – 515 P. 16. Schijve, J. Fatigue of Structures and Materials / Jaap Schijve. – Springer, 2009. – 626 p. 17. Manson S. S. Fatigue and Durability of Structural Materials / S. S. Manson, G. R. Halford. – ASM International, 2006. – 456 p. 18. Biaxial/Multi-axial Fatigue and Fracture / [editors A. Carpinteri, M. de Freitas, A. Spagnoli]. – Oxford, UK: Elsevier Science Ltd. – 2003. – 522 p. 19. Serensen S. V. Nesuwaja sposobnost' i raschet detalej mashin na prochnost'. Rukovodstvo i spravocnoe posobie / S. V. Serensen, V. P. Kogaev, R. M. Shnejderovich – M.: Mashinostroenie, 1975. – 488 s. 20. Trowenko V. T. Soprotivlenie ustalosti metallov i splavov : spravocnik v 2 ch. / Trowenko V. T., Sosnovskij L. A. – K.: Nauk. dumka, 1987. – Ch.1. – 504 s. – Ch. 2.–1302 s. 21. Fatemi A. Cumulative fatigue damage and life prediction theories: a survey of the state of the art for homogeneous materials / A. Fatemi, L. Yang // International Journal of Fatigue. – 1998. – Vol. 20, No. 1. – P. 9-34. 22. Fatemi A. Cumulative Fatigue Damage Mechanisms and Quantifying Parameters: A Literature Review/ A. Fatemi, L. Yang // ASTM Journal of Testing and Evaluation, JTEVA. – 1998. – Vol. 26, No. 2. – P.89-100. 23. Chaboche J. L. A non-linear continuous fatigue damage model / J. L. Chaboche, P. M. Lesne // Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures. – 1988. – Vol. 11. – pp. 1-17. 24. Zhovdak V.A. Prognozirovanie resursa jelementov konstrukcij pri shirokopolosnom sluchajnom vozdejstvii / V. A. Zhovdak, L. F. Tarasova // Dinamika i prochnost' mashin. 1989. – Vyp. 50. – S. 118-124. 25. Zhovdak V.A. Prognozirovanie nadezhnosti jelementov konstrukcij s uchetom tehnologicheskikh i jekspluatacionnykh faktorov / V. A. Zhovdak, I. V. Miwenko. – H.: HGPU, 1999. – 120 s. 26. Zhovdak V.A. Prognozirovanie ostatochnogo resursa jelementov konstrukcij s ispol'zovaniem dvumernykh markovskikh processov / V. A. Zhovdak, L. F. Tarasova // Vestnik NTU «HPI». Tematicheskij vypusk: Dina-mika i prochnost' mashin. – 2009. – №42. C. 56-64. 27. 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. 28. Kinzel G. L. Reduction of Stress Concentration in Bolt-Nut Connectors / Gary L. Kinzel // Journal of Mechanical Design. 2006. – Vol. 128. – pp. 1337-1342. 29. Cetin A. Fatigue life prediction for large threaded components / Ali Cetin, Gunnar Härkegård // Procedia Engineering. – 2010. – Vol. 2. – pp. 1225-1233. 30. 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. 31. Feodos'ev V. I. Soprotivlenie materialov / Vsevolod Ivanovich Feodos'ev. – M.: Nauka, 1979. – 560 s.

Водка О.О.

ДО ПИТАННЯ ПРО МІЦНІСТЬ ТА НАДІЙНІСТЬ БОЛТОВИХ З'ЄДНАНЬ ГІДРОТУРБІН

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. Ця робота присвячена огляду математичних моделей для оцінки надійності болтових з'єднань та дозволяють врахувати особливості експлуатації та фактори впливу зовнішнього середовища. Значна увага у роботі присвячена сучасним нелінійним моделям на основі параметру пошкоджуваності.

Водка А.А.

**К ВОПРОСУ О ПРОЧНОСТИ И НАДЕЖНОСТИ
БОЛТОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ГИДРОТУРБИН**

Болтовые соединения являются одним из широко распространенных разъемных соединений, поэтому вопрос оценки прочности и надежности таких соединений в составе гидротурбин имеют большую практическую значимость. Эта работа посвящена обзору математических моделей для оценки надежности болтовых соединений и позволяет учесть особенности эксплуатации и факторы влияния внешней среды. Значительное внимание в работе посвящено современным нелинейным моделям на основе параметра повреждаемости.

Vodka O.

**TO THE QUESTION OF STRENGTH AND RELIABILITY OF
BOLTED JOINTS IN WATER TURBINES**

Bolted joints are widespread detachable connections, thus the question of the strength and reliability of such compounds being a part of the water turbines has great practical significance. This paper reviews the mathematical models for assessing the reliability of bolted joints taking into account the maintenance features and the influencing environmental factors. Considerable attention is paid to modern nonlinear models based on the damage parameter.

УДК 532

Пивоваров Д.Б., Аврамов К.В., д-р техн. наук

**ДИНАМИЧЕСКАЯ УСТОЙЧИВОСТЬ ПЛАСТИНКИ В НЕСТАЦИОНАРНОМ
ПОТЕНЦИАЛЬНОМ ПРОСТРАНСТВЕННОМ ГАЗОВОМ ПОТОКЕ**

1. Введение. Исследование явлений аэроупругости, возникающих в пластине, обтекаемой газовым потоком, может объяснить ряд сложных явлений, возникающих в технике. К этим явлениям относятся интенсивные колебания крыльев самолетов, флаттер лопаток турбомашин, аэроупругие явления в ветряных энергетических установках. Поэтому понятен постоянный интерес инженеров и исследователей к перечисленным проблемам. Подробный обзор исследований, проведенных в этой области, опубликован в работах [1, 2, 3].

В этой статье для описания давлений, действующих на колеблющуюся пластинку применяется метод дискретных вихрей. Колебания пластинки описываются системой обыкновенных дифференциальных уравнений. Исследуется влияние следа, возникающего за колеблющейся пластинкой, на области динамической неустойчивости. Полученные результаты сравниваются с данными, рассчитанными с помощью программного комплекса ANSYS.

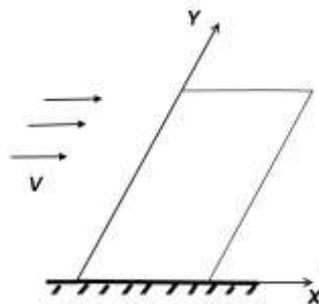


Рис.1. Эскиз механической системы