

DOI: <https://doi.org/10.26896/1028-6861-2023-89-6-62-75>

ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА РАБОЧИХ КОЛЕС ГИДРОТУРБИН С ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ ДЕФЕКТНОСТЬЮ

© Евгений Валериевич Анискович^{1*}, Владимир Викторович Москвичев^{1,2}, Анатолий Петрович Черняев³

¹ Красноярский филиал Федерального исследовательского центра информационных и вычислительных технологий, Россия, 660049, г. Красноярск, пр-т Мира, д. 53; *e-mail: krasn@ict.nsc.ru

² Сибирский федеральный университет, Россия, 660049, г. Красноярск, пр. Свободный, 79.

³ ООО Научно-исследовательский центр «СибЭРА», Россия, 660061, г. Красноярск, ул. Калинина, стр. 89А; e-mail: src@src-sibera.ru

*Статья поступила 26 июля 2022 г. Поступила после доработки 6 сентября 2022 г.
Принята к публикации 30 сентября 2022 г.*

Описаны основные проблемы эксплуатации гидротурбин, связанные с технологической дефектностью и исчерпанием нормативного ресурса. Сформулированы требования к прогнозированию остаточного ресурса (ОР) рабочих колес (РК) по результатам выполненных обследований и анализа технического состояния, а также — к исходным данным для оценки остаточного ресурса. Приведена авторская классификация применяемых подходов и методик к оценке остаточного ресурса. Установлены основные повреждающие факторы, влияющие на остаточный ресурс рабочих колес, — деформационное старение металла, кавитационные, коррозионные и усталостные повреждения элементов. По результатам проведенного анализа представлены наиболее характерные дефекты РК, которые разделены на три группы — зоны кавитационной эрозии; трещины коррозионно-усталостного происхождения; дефекты сварных швов. Особое внимание уделено выявленным в результате дефектоскопического контроля коррозионно-усталостным трещинам. Показаны механизм образования таких трещин, их наиболее вероятное расположение в зонах РК, приведены статистические данные о количестве трещин с начала эксплуатации и на момент остановочных ремонтов. По статистическим данным определены основные статистические параметры выборки и параметры распределений размеров трещин, в том числе — законы распределения. Для параметра длины трещин установлен экспоненциальный закон распределения, для ширины раскрытия трещин — логнормальный. Выявленные трещины — разнонаправленные, расположены в поверхностном, подповерхностном или внутреннем слое металла, возникают из эксплуатационных дефектов (язв, кратеров, подрезов или отслоений) и растут во время эксплуатации агрегатов турбины. Представлены также расчетные схемы элементов с трещинами, использованные для количественных оценок ресурсов по критериям механики разрушения. Выполнены расчеты на статическую и динамическую трещиностойкость, результаты приведены в виде зависимости коэффициентов интенсивности напряжений от размеров трещин. Определены уровни суммарных накопленных повреждений РК, значений остаточного ресурса на стадиях возникновения и развития трещин для 11 гидроагрегатов в циклах «пуск-останов» и «рабочий». Основной вывод заключается в том, что общий уровень наработки рабочих колес гидротурбины существенно превышает нормативно установленные сроки эксплуатации, при этом остаточный ресурс оказывается недостаточным для дальнейшего периода длительной эксплуатации.

Ключевые слова: рабочие колеса гидроагрегатов; методы остаточного ресурса; статистические данные эксплуатационной дефектности; коррозионно-усталостные трещины; статическая и динамическая механика разрушения; трещиностойкость, суммарные накопленные повреждения; остаточный ресурс на стадии возникновения и развития трещин.

ASSESSMENT OF THE RESIDUAL LIFE OF TURBINE RUNNERS WITH OPERATIONAL DEFECTIVENESS

© Evgeniy V. Aniskovich,^{1*} Vladimir V. Moskvichev,^{1,2} Anatoliy P. Chernaev³

¹ Krasnoyarsk Branch of the Federal research center for Information and Computational Technologies, 53, prosp. Mira, Krasnoyarsk, 660049, Russia; *e-mail: krasn@ict.nsc.ru

² Siberian Federal University, 79, Svobodny prosp., Krasnoyarsk, 660041, Russia.

³ Scientifically-Research Center “SibERA”, 89A, ul. Kalinina, Krasnoyarsk, 660061, Russia; e-mail: src@src-sibera.ru

Received July 26, 2022. Revised September 6, 2022. Accepted September 30, 2022.

The residual life of the runners of hydraulic turbines in the presence of operational defects is estimated. The main problems of the operation of hydraulic turbines associated with technological defects and exhaustion of the standard resource are described. The main requirements for initial data to be used in estimation of the residual resource and the requirements for predicting the residual resource of runners based on the results of surveys and analysis of their technical condition are specified. We have classified and briefly described the applied approaches and techniques used in estimation of the residual resource. The main damaging factors affecting the residual life of the runners are revealed: deformation aging of the metal, cavitation, corrosion and fatigue damage to the elements of runners. The most characteristic defects are divided into three groups: zones of cavitation erosion; corrosion-fatigue cracks; and weld defects. Particular attention is paid to corrosion-fatigue cracks identified using flaw detection. The mechanism of crack formation and the most probable location of the cracks in the runner are shown. Statistical data on the number of cracks at the onset of the runner operation and at the time of shutdown maintenance are presented. The main statistical parameters of the sample and the parameters of crack size distributions including the distribution law are determined. The distribution law is exponential for the crack length parameter; whereas for the crack opening width it is log-normal. The revealed multidirectional cracks are located at the surface, subsurface or inner layer of the metal. They arise from operational defects (ulcers, craters, undercuts or delamination) and grow during operation of the turbine units. We also present the design schemes of elements with cracks used for quantification of resources according to the criteria of fracture mechanics. The results of calculations for static and dynamic crack resistance are presented as the dependence of stress intensity factors on the crack size. The levels of the total accumulated damage to the runners, the values of the residual life at the stage of crack nucleation and development were determined for 11 hydraulic units in the “start-stop” and “working” cycles. The main conclusion is that the total operating time of the hydraulic turbine runners significantly exceeds the standard operating life, while the residual resource is insufficient for a further period of long-term operation.

Keywords: runners of hydraulic units; methods and algorithms for residual life prediction; statistic data on operational defects; corrosion and fatigue cracks; static and dynamic fracture mechanics; crack resistance; total accumulated damage; residual life at the stage of crack nucleation and growth.

Введение

В России до 20 % электроэнергии вырабатывается путем генерации на гидроэлектростанциях (ГЭС), что определяет повышенное внимание к вопросам прочности, надежности, остаточного ресурса, и, соответственно, безопасности эксплуатации основного гидротехнического технологического оборудования [1].

Средний возраст гидротурбин (ГТ) на отечественных ГЭС значительно превышает 30-летний период, установленный в ГОСТ 27807–88 «Турбины гидравлические вертикальные. Технические требования и приемка», а также в СТО РусГидро 02.03.77–2011 «Гидроэлектростанции. Правила продления срока службы основного оборудования в процессе эксплуатации. Нормы и требования» и СТО 70238424.27.140.001–2011 «Гидроэлектростанции. Методы оценки технического состояния основного оборудования». На Красноярской ГЭС 12 турбин мощностью 500 МВт, изготовленных на ЛМЗ, установлены в период с 1967 по 1971 г. Актуальность проблемы подтверждается статистикой отказов и наличием дефектов, выявляемых при проведении оценок фактического состояния элементов ГТ по нормативным методикам, представленным в ГОСТ 27807–88, а также в ГОСТ Р 55260.3.2–2013 «Гидроэлектростанции. Часть 3-2. Гидротурбины. Методы оценки технического состояния» в ходе плановых и внеплановых остановов. Результаты исследований технического состоя-

ния гидроагрегатов Красноярской ГЭС, проведенных в период 2014 – 2020 гг., показали, что основными дефектами элементов ГТ являются трещины и кавитационные повреждения. Подобные дефекты подробно описаны в [5], особенности напряженного состояния — в [6 – 8], а также в отчетах о техническом состоянии рабочих колес гидравлических турбин с определением остаточного ресурса — по результатам исследований ООО «СибЭРА» (г. Красноярск).

Наличие эксплуатационных дефектов в рабочих колесах (РК) гидроагрегатов может привести к снижению общего уровня надежности как конструкции в целом, так и отдельных ее элементов, к увеличению вероятности отказов в межремонтный период, росту финансовых затрат на техническое диагностирование и ремонт. При этом отсутствует единая методика оценки остаточного ресурса, утвержденная федеральными органами и обязательная к исполнению. Недостаточно полно проработана нормативная база, определяющая процедуры продления сроков эксплуатации рабочих колес и принятия решений по их замене. На данный момент существуют нормативные документы, устанавливающие технические и организационные требования к процедуре оценки остаточного ресурса гидротурбин, разработанные и предназначенные для обязательного применения в ОАО «РусГидро», но при этом не являющиеся документами обязательного применения иными хозяйствующими субъектами, например, СТО



Рис. 1. Схема классификации методик оценки остаточного ресурса элементов гидроагрегатов

Fig. 1. Classification of methods for assessing the residual life of elements of hydraulic units

РусГидро 02.03.77–2011 «Гидроэлектростанции. Правила продления срока службы основного оборудования в процессе эксплуатации. Нормы и требования», СТО 70238424.27.140.001–2011 «Гидроэлектростанции. Методы оценки технического состояния основного оборудования» (см. [2, 8]). В связи с этим, а также 100 %-ным истечением нормативного срока эксплуатации элементов гидротурбин значительного количества ГЭС, в том числе Красноярской ГЭС, вопрос оценки остаточного ресурса становится одним из приоритетных в области обеспечения безопасности гидротехнических сооружений [1].

Существующие научная база и методики оценки технического состояния технологического оборудования по критериям механики разрушения и теории надежности с расчетом напряженно-деформированного состояния методом конечных элементов позволяют определять остаточный ресурс различными способами. Остаточный ресурс объекта следует оценивать на основе совокупности имеющейся информации с прогнозированием его технического состояния по определяющим параметрам до достижения предельного состояния [8].

При прогнозировании величины остаточного ресурса по результатам выполненных обследований и анализа технического состояния должны быть выполнены следующие требования ГОСТ Р 55260.3.2–2013, а также [3, 9]:

установлены основные параметры технического состояния объекта;

обозначены основные показатели технического состояния по нагруженности, дефектности, характеристикам механических свойств [4], выявлены причины и механизмы повреждений;

определены основные критерии предельных состояний объекта, достижение которых возможно при развитии обнаруженных повреждений.

Выбор методики прогнозирования остаточного ресурса объекта следует обосновать с учетом достоверности полученных данных. Методика должна соответствовать требованиям точности определения ресурса и риска аварий объекта при его дальнейшей эксплуатации, наличия и надежности системы контроля его технического состояния. При оценках остаточного ресурса гидроагрегатов основными являются следующие данные:

рабочие статические и динамические напряжения;

характеристики деформационной повреждаемости и эксплуатационной дефектности;

характеристики статической и циклической трещиностойкости;

собственные частоты конструкции;

графики нагружения.

Методы и алгоритмы оценки остаточного ресурса

Существует несколько методик оценки остаточного ресурса элементов гидроагрегатов, одна из схем их классификации представлена на рис. 1. В ряде случаев необходимо использование нескольких расчетных методик. Существующие методы расчетов на усталость, надежность и трещиностойкость позволяют учитывать и оценивать влияния различных факторов и режимов нагружения на несущую способность конструкции. Приведем краткое описание наиболее применяемых подходов и методик.

Оценку уровня накопленных усталостных повреждений в наиболее нагруженных элементах

рабочих колес проводят с учетом реализуемых режимов нагружения:

$$D = \sum_i D_i(\sigma), \quad (1)$$

где D_i — накопленное повреждение на i -м режиме эксплуатации.

При этом уровень накопленной усталостной поврежденности определяют по нормативным $[n_\sigma]$ и фактическим n_σ коэффициентам запаса прочности по напряжениям [3, 16]. Данную методику применяют также в отчетах о техническом состоянии рабочих колес гидравлических турбин с определением остаточного ресурса — по результатам исследований ООО «СибЭРА» (г. Красноярск):

$$D_i(\sigma) = [n_\sigma]/n_\sigma. \quad (2)$$

Фактический коэффициент запаса прочности определяют по формуле [10]

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}(N)}{\sigma_a} \left(1 - \frac{\sigma_m}{\sigma_b} \right), \quad (3)$$

где $\sigma_{-1}(N)$ — условный предел выносливости на заданном режиме нагружения; σ_a — амплитуда рабочих циклических напряжений; σ_m — среднее напряжение цикла; σ_b — временное сопротивление материала.

Процесс суммарного накопления повреждений при режимах работы гидроагрегатов «пуск-останов» и «рабочий» описывается гипотезой линейного суммирования по формуле [3, 16]

$$\begin{cases} D_{\text{пуск-ост.}} = \sum_{i=1}^m \frac{N_{\text{э}i}}{[N_i]} = \frac{N_{\text{э}i}}{[N]_{\text{пуск-ост.}}} = 1; \\ D_{\text{рабоч.}} = \sum_{i=1}^m \frac{N_{\text{э}i}}{[N_i]} = \frac{N_{\text{э}i}}{[N]_{\text{оборот}}} + \\ + \frac{N_{\text{э}i}}{[N]_{\text{лопат}}} + \frac{N_{\text{э}i}}{[N]_{\text{Кармана}}} = 1, \end{cases} \quad (4)$$

где m — число рассмотренных режимов, включая пуски; $N_{\text{э}i}$ — фактически наработанное число циклов на i -м режиме; $[N_i]$ — допускаемое число циклов на i -м режиме (оборотный, лопаточный или режим Кармана).

Оценку усталостной прочности при малоцикловом нагружении проводят для элементов технологического оборудования, циклически нагруженных и имеющих повторные упругопластические деформации в зонах концентрации напряжений (см. [4], РД 10-249-98 «Нормы расчета на прочность стационарных котлов и трубопроводов пара и горячей воды», ГОСТ 25859-83 «Сосуды и аппараты стальные. Нормы и методы расчета на прочность при малоцикловых нагрузках»).

В этом случае проверяют условия малоциклового прочностного по числу циклов нагружения:

$$N_p \leq [N_p], \quad (5)$$

где N_p — фактическое число циклов на i -м режиме; $[N_p]$ — допускаемое число циклов на i -м режиме.

Допускаемое число циклов нагружения определяют по экспериментальным кривым усталости или по формуле ГОСТ 25859-83:

$$[N_p] = \frac{1}{n_N} \left[\frac{A}{\bar{\sigma}_A - B/n_\sigma} \frac{2300 - t}{2300} \right]^2, \quad (6)$$

где

$$\bar{\sigma}_A = \max \left\{ \sigma_a; \frac{B}{n_\sigma} \right\}, \quad (7)$$

A и B — коэффициенты; n_σ — коэффициент запаса прочности по напряжениям; n_N — коэффициент запаса прочности по числу циклов; σ_a — амплитуда напряжений.

Оценки вероятности безотказной работы при наличии повреждений проводят, как правило, с использованием экспоненциального или нормального закона распределения по формуле [10, 11–12]:

$$P = e^{-\lambda}; \quad \lambda = \lambda_0 t, \quad (8)$$

где λ — суммарное накопленное повреждение; λ_0 — интенсивность роста повреждений; t — время. Величину λ принимают в качестве меры исчерпания остаточного ресурса или регламентированной вероятности безотказной работы.

Методика оценки усталостной прочности материала рабочих колес гидротурбин в [13] представлена как способ оценки остаточного ресурса рабочих колес гидротурбин при запроектных сроках эксплуатации. Условный предел выносливости материала для N циклов нагружения в условиях коррозионно-активной среды определяют по формуле

$$\sigma_{-1}^N = a + N^{-b}, \quad (9)$$

где a , b — характеристики материала, которые зависят от числа циклов нагружения.

Число циклов нагружения (эквивалентную наработку) находят по формуле [13]

$$T_{\text{экр}} = \sum_{i=1}^I a_i n_i + \sum_{j=1}^J b_j \tau_j, \quad (10)$$

где a_i — коэффициент, зависящий от числа пусков или изменений нагрузки; n_i — число пусков или изменений нагрузки; I — общее число пусков и изменений нагрузки; b_j — коэффициент, учи-

тывающий работу турбоагрегата на j -м режиме; τ_j — время работы турбоагрегата на j -м режиме; J — общее число режимов работы турбоагрегата за расчетный период.

Эффективность такого подхода обусловлена использованием комплекса исходных данных по гидроагрегатам на основе индивидуального подхода к каждому элементу, находящемуся в условиях фактической эксплуатации. Полученная информация должна включать: данные конструкторской документации; результаты проведенного технического освидетельствования, в том числе замеров геометрических параметров, толщин элементов, особенно лопастей рабочих колес с учетом разнотолщинности, радиусов галтельных переходов, угла установки лопастей, данные ремонтной документации и т.д. [13].

Методы оценки остаточного ресурса на основе критериев механики разрушения позволяют определять его расчетным путем при наличии дефектов и/или трещин в гидроагрегатах [14 – 16]. Оценка статической трещиностойкости, как правило, заключается в сравнении коэффициентов интенсивности напряжений (КИН), определяемых по известным формулам [14, 15], с критическими значениями K_{Ic} , полученными экспериментально:

$$K_I \leq [K_{Ic}]; K_I = \sigma_p \sqrt{\pi l} f, \quad (11)$$

где σ_p — расчетные напряжения с учетом компоненты остаточных напряжений от сварки; f — коэффициент, зависящий от геометрической формы, типа нагружения и размера трещины; l — реальный или эквивалентный (расчетный) размер трещины (дефекта).

Оценку циклической трещиностойкости, как правило, проводят с использованием экспериментального уравнения Пэриса [13 – 17]:

$$v = d/dN = C \Delta K^n, \quad (12)$$

где N — число циклов нагружения; C, n — характеристики циклической трещиностойкости материала; ΔK — размах КИН в вершине трещины.

Циклическую трещиностойкость на стадии возникновения (зарождения) трещины определяют путем расчета допускаемого числа циклов нагружения:

$$[N] = \frac{N_0}{n_N} \left(\frac{\sigma_{r0}}{\sigma_a} \right)^m, \quad (13)$$

где N_0 — базовое число циклов нагружения; m — показатель кривой усталости; n_N — коэффициент запаса по числу циклов нагружения; σ_{r0} — предел выносливости материала при отнулевом цикле; σ_a — амплитуда напряжений.

Допускаемое число циклов нагружения на стадии возникновения трещины для режима «пуск-останов» находят по деформационному критерию:

$$[N] = \frac{1}{4n_N} \left[\frac{E e_c}{(\sigma_a - \sigma_{r0}) / (1 + \bar{\sigma}_{r-1} \bar{r})} \right]^2, \quad (14)$$

где σ_{r0} — предел выносливости при отнулевом цикле ($\bar{r} = 0$); E — модуль упругости материала; e_c — разрушающая деформация, определяемая по величине сужения в зоне разрушения; $\bar{\sigma}_{r-1}$ — предел выносливости при симметричном цикле ($\bar{r} = -1$); $\bar{r}$ — коэффициент асимметрии цикла.

При учете многочастотности режима нагружения (на лопаточной и лопастной частотах, а также частотах вихрей Кармана) амплитудные напряжения определяют с учетом частот нагружения ω :

$$\sigma_a = \sum_{i=1}^n \sigma_{ai} (\omega_i / \omega_1)^\alpha, \quad (15)$$

где σ_{ai} — амплитуда напряжений при частоте ω_i ; ω_1 — частота приведения; α — коэффициент многочастотности.

После определения ресурса на стадии возникновения трещины проводят его расчет на стадии развития трещины. Имея начальный и предельный размеры дефекта, рассчитывают допустимое число циклов до разрушения по формуле (12).

Необходимость оценки динамической трещиностойкости элементов гидрооборудования обусловлена наличием инерционных процессов нагружения, которые возникают при эксплуатации рабочих колес гидроагрегатов. При действии инерционных нагрузок происходит увеличение скорости деформирования в окрестности вершины стационарной трещины, что ведет к ее динамическому росту, повышению предела текучести и, соответственно, уменьшению размера пластической зоны в вершине трещины. В этом случае критические значения КИН при статическом K_I и динамическом K_{ID} нагружениях связаны соотношением [16 – 18]

$$K_{ID} = \frac{K_I}{\sqrt{1 - (v_0 / c_m)^2}}, \quad (16)$$

где v_0 — начальная скорость неустойчивого роста трещины;

$$c_m = \sqrt{\frac{2\pi E}{k\rho}} — \quad (17)$$

максимальная скорость трещины в твердом теле [17] (ρ — плотность материала; k — константа).

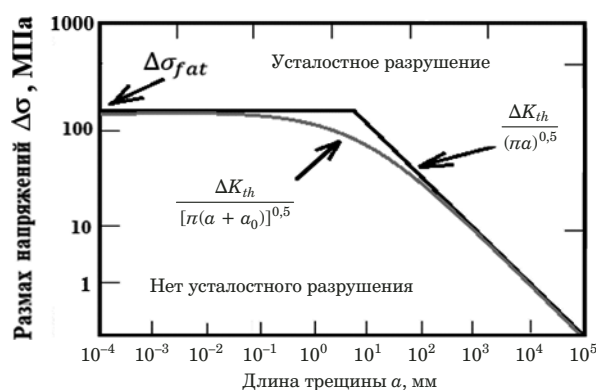


Рис. 2. Диаграмма усталостного разрушения [20]

Fig. 2. Fatigue fracture diagram [20]

Очевидно, что при увеличении скорости неустойчивого роста трещины v_0 динамическая вязкость разрушения K_{ID} возрастает, а при стремлении скорости v_0 к нулю величина K_{ID} переходит в статическую вязкость разрушения. Такое поведение параметра динамической вязкости разрушения хорошо коррелирует с экспериментальными данными [16].

В работах [2, 20] ресурс оценивали по диаграмме усталостного разрушения (рис. 2), основанной на разделении областей распространения и нераспространения трещин на плоскости «амплитуда напряжений — длина трещины». Уровень надежности определяли для различных величин пороговых значений ΔK_{th} и пределов выносливости с учетом фактически действующих нагрузок при эксплуатации. Предельно допустимые размеры дефектов рекомендуется находить с учетом влияния низкочастотного нагружения и требований нормирования допускаемых дефектов.

Дефектность и базовые расчетные схемы

В процессе эксплуатации гидротурбин металл рабочих колес подвергается комплексному воздействию кавитационных, эрозионных, коррозионных и усталостных процессов, что с течением времени приводит к появлению различных дефектов в металле РК и повреждениям гидротурбинного оборудования. Основными повреждающими факторами, влияющими на ресурс рабочего колеса, являются: деформационное старение металла; кавитационные, коррозионные и усталостные повреждения элементов. Поврежденность РК Красноярской ГЭС оценивали специалисты ООО «СибЭРА» (г. Красноярск) в 2014 – 2020 гг. (технические отчеты о техническом состоянии рабочих колес гидравлических турбин с определением остаточного ресурса), а также в работах [5, 16, 24].

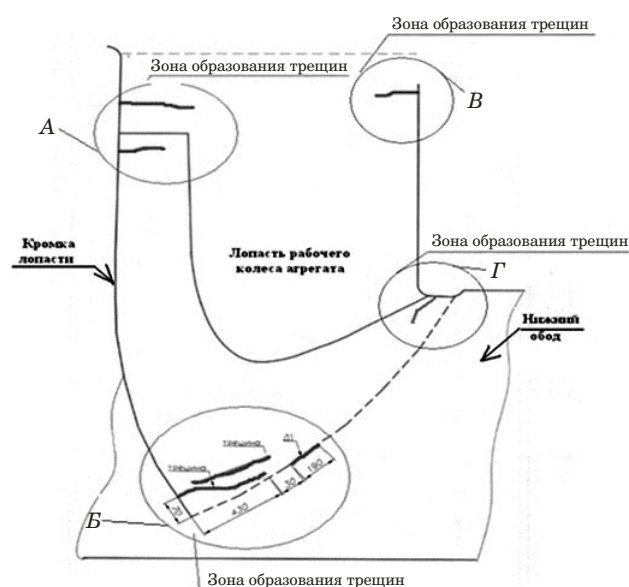


Рис. 3. Зоны образования трещин в лопастях РК

Fig. 3. Zones of crack formation in the runners

Анализ дефектности РК с использованием методов неразрушающего контроля позволил выявить и классифицировать наиболее характерные дефекты, выделить их в три основные группы: зоны кавитационной эрозии; трещины коррозионно-усталостного происхождения; дефекты сварных швов.

Подобные дефекты в технологическом оборудовании обнаруживали и исследовали и ранее, например, в рабочих колесах Саяно-Шушенской ГЭС [7, 20, 21]. Такие дефекты РК гидроагрегатов характерны для всех эксплуатирующихся отечественных и зарубежных гидроэлектростанций, что обусловлено рядом технологических и эксплуатационных факторов.

Особое внимание следует уделять выявленным в результате дефектоскопического контроля коррозионно-усталостным трещинам. Микротрещина зачастую образуется из существующих кавитационных, коррозионных или эрозионных дефектов и при дальнейшем развитии формируется в магистральную трещину. Трещинообразование выявляли на всех лопастях РК гидроагрегатов [5, 24]. В течение всего периода эксплуатации при обследовании обнаруживали сквозные и несквозные трещины усталостного характера разной длины. Механизмы образования трещин различались в зависимости от их местонахождения. Трещины возникали в области выходной кромки лопасти и развивались по телу лопасти, как правило, на расстоянии 20 – 50 мм от обода или ступицы — сверху и снизу (рис. 3, зоны А, В и Г). Основная масса трещин в области А (область выходной кромки и ступицы колеса) приходится на начало эксплуатации. Это связано с

Таблица 1. Сведения о трещинах в лопастях РК в период 1968 – 2011 гг. [5, 24]**Table 1.** Data on cracks in the turbine runners from the beginning of operation in the period 1968 – 2011 [5, 24]

Дата ремонта/ осмотра	Нара- ботка, ч	Наличие и размер трещин, мм													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1968 г.	540	Трещин не обнаружено													
06.10.1968 г.	5506				40Н										
20.01.1971 г.	19 348			75С	80С	90С 100С			60С	110С	70С	80С	70С 180С	190С	60С
1972 – 1974 г.		Трещин не обнаружено													
18.08.1975 г.	39 988													180С	
24.07.1978 г.	54 968		20Т						30Н		40Н				
14.01.1982 г.	76 585	Трещин не обнаружено													
17.03.1986 г.	94 366														
08.10.1990 г.	115 530			200С	110С										
09.03.1994 г.	131 982											80С		100С	
04.10.1999 г.	164 912									210Н					
28.02.2005 г.	189 683														200Н
05.09.2011 – 16.11.2011 г.	218 896,8	60Т				80Т				50Т			150Т		130Т
Общее число трещин ло- пасти у обода			1	1	2	1		1	1	1	1	1	1		1
Общее число трещин ло- пасти у ступицы		1		1	1	2			1	2	1	1	2	3	2

Пр и м е ч а н и е. Н — трещина с напорной стороны; Т — трещина с тыльной стороны; С — сквозная трещина.

Таблица 2. Сведения о наработках и числах пуск-остановов ГА на момент диагностирования ООО «СибЭРА» в период 2013 – 2022 гг.**Table 2.** Data on the operating life and the number of starts-stops of hydraulic units at the date of diagnostics carried out by ООО “SibERA” in the period 2013 – 2022

Номер гидроагре- гата (ГА №)	Дата обследования (месяц, год)	Наработка с начала эксплуатации на мо- мент обследования, ч	Число циклов пуск-оста- нов, цикл
1	05.2017	234 485,0	1794
	10.2021	242 205,4	1860
2	09.2016	276 142,0	1473
3	04.2022	295 368,0	1602
4	11.2017	244 761,0	1545
	10.2020	258 573,0	1594
5	12.2013	228 542,0	1289
6	02.2019	281 607,0	1332
7	09.2021	171 499,0	1785
8	07.2017	174 140,0	1721
9	04.2016	160 793,0	1728
10	10.2019	165 360,0	1904
11	04.2019	171 499,8	1785
12	07.2018	163 629,0	1896

периодом приработки РК, продолжительность которого определяется уровнем наработки в генераторном режиме индивидуально для каждого

РК и может составлять $10^4 - 5 \cdot 10^5$ ч. После периода наработки число выявляемых в зонах А и В трещин значительно уменьшается, а в зонах Б и Г их число с каждым последующим годом эксплуатации постоянно увеличивается, что говорит об эксплуатационной природе подобных повреждений и наличии концентрации напряжений в локальных областях РК. Статистические данные о количестве трещин в период 1968 – 2011 гг. представлены в табл. 1, сведения о наработках и числах пусков-остановов ГА в период 2013 – 2022 гг. (на момент диагностирования ООО «СибЭРА») — в табл. 2, количество трещин при эксплуатации на момент остановочных ремонтов — на рис. 4.

Следует отметить, что трещины, а также другие выявляемые в период остановочного ремонта дефекты в процессе ремонтно-восстановительных работ ремонтируют, металл РК приводят в соответствие с требованиями нормативной документации.

В табл. 3 представлены основные статистические параметры выборки и параметры распределений размеров трещин. Эти данные получены по результатам диагностирования и фактической регистрации размеров выявленных трещин, длина которых находится в диапазоне от 19 до 1200 мм. Распределение длин трещин описывалось экспоненциальным законом распределения,

а размеры раскрытия трещин — логнормальным законом. При оценке величин раскрытий трещин отмечены два характерных статистических диапазона: раскрытие 0,2 – 0,6 мм и 1,8 – 2,2 мм. Выявленные трещины, как правило, разнонаправленные, расположены в поверхностном, подповерхностном или внутреннем слоях металла, возникают из эксплуатационных дефектов (язв, кратеров, подрезов или отслоений) и растут во время эксплуатации агрегатов турбины. В табл. 4 представлены некоторые расчетные схемы для элементов с трещинами [22], использованные при оценках ресурсов РК по критериям механики разрушения.

Статическая и динамическая трещиностойкость стали РК

Данные по материалу и характеристикам механических свойств приведены в табл. 4. По имеющимся статистическим данным размеров единичных трещин, выявленных в результате дефектоскопического контроля, проведен расчет КИН K_I по формулам табл. 5.

Допускаемое напряжение определено по расчетным значениям $\sigma_{0,2}$, σ_B по формуле:

$$[\sigma] = \gamma \min \left\{ \frac{\sigma_{0,2}}{n_{0,2}}; \frac{\sigma_B}{n_B} \right\} = 1,0 \min \left\{ \frac{290}{1,5}; \frac{540}{2,5} \right\} = 193 \text{ МПа}, \quad (27)$$

где $n_{0,2}$, n_B — коэффициенты запаса.

Расчетные напряжения σ_p с учетом остаточных напряжений от операций наплавки $\sigma_{св}$ (принимается 100 МПа) составят

$$\sigma_p = [\sigma] + \sigma_{св} = 193 + 100 = 293 \text{ МПа}. \quad (28)$$

Результаты расчетов на трещиностойкость при статическом нагружении в виде зависимостей $K_I - l$ показаны на рис. 5. Для учета влияния динамического характера нагружения при расчетах на динамическую трещиностойкость использовали формулы (16), (17). Из зависимостей 1 и 2 на рис. 5 следует, что чем ближе трещины расположены друг к другу, тем более K_I к предельному значению. Так, при расстоянии между трещи-

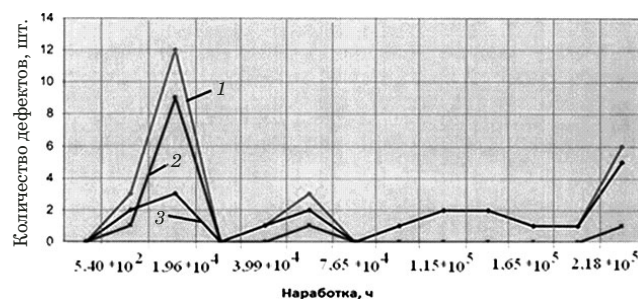


Рис. 4. Уровень трещинообразования лопастей РК гидроагрегатов на период обследования в 2014 – 2020 гг.: 1 — общее число дефектов; 2 — число дефектов у обода; 3 — число дефектов у ступицы

Fig. 4. The level of cracking in turbine runners: 1 — total number of defects; 2 — number of defects at the rim; 3 — the number of defects at the hub

нами в 5 мм (см. рис. 5, кривая 1) K_I достигают предельного значения при длинах трещин 430 мм, а при расстоянии между ними в 100 мм (кривая 2) — при длинах трещин 500 мм.

Очевидно, что значения K_I , рассчитанные для поверхностных, угловых полуэллиптических и

Таблица 4. Характеристики механических свойств РК из стали 20ГСЛ (ТУ 108-06-104-83)

Table 4. Characteristics of the mechanical properties of turbine runners made of steel 20GSL (TS 108-06-104-83)

Характеристика	Значение
Предел текучести $\sigma_{0,2}$, МПа	275
Предел прочности σ_B , МПа	540
Относительное удлинение, %	Не менее 20
Критический КИН K_{Ic} [18 – 20], МПа · м ^{1/2}	Не ниже 75
Допускаемый КИН [K_{Ic}] при $n = 1,5$, МПа · м ^{1/2}	50
Модуль упругости E , МПа	$2,1 \cdot 10^5$
Коэффициент Пуассона ν	0,3
Плотность ρ , кг/м ³	7820
Скорость распространения продольных звуковых волн c_1 , м/с	5890
Скорость распространения трещины при допущении* $v_0 = 0,2c_1$, м/с	1178
Длина полуосей эллиптических трещин**	$b = 2a/3$

* Допущение принято в [17].

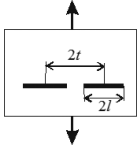
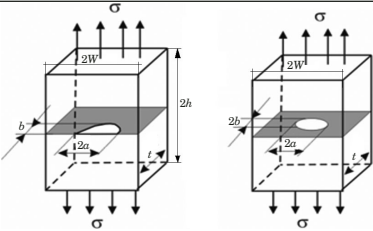
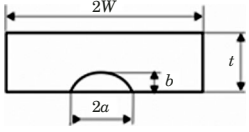
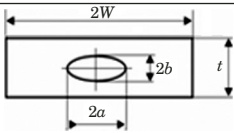
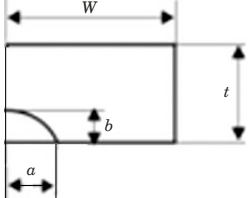
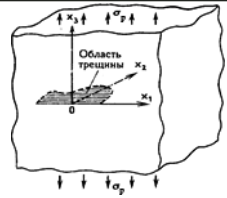
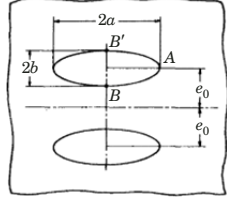
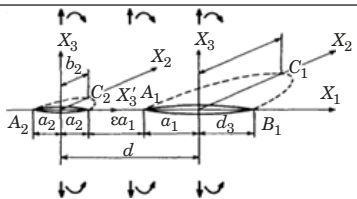
** Наиболее часто используемая пропорция полуосей при расчетах [16, 22, 23].

Таблица 3. Результаты статистического анализа размеров трещин

Table 3. Results of statistical analysis of crack sizes

Тип выборки	Размер выборки, шт.	Математическое ожидание (mean)	Дисперсия (variance)	С.К.О. (standart deviation)	Мин./макс. значения (min/max)	Закон распределения
Длина трещин	98	0,25166 м	0,0755 м ²	0,2748 м	0,019 м/1,2 м	Экспоненциальный
Ширина раскрытия трещин	22	1,1545 мм	0,606407 мм ²	0,778721 мм	0,2 мм/2,2 мм	Логнормальный

Таблица 5. Расчетные схемы типовых трещин для определения коэффициентов интенсивности напряжений [15, 22]**Table 5.** Design schemes of typical cracks for determining stress intensity factors [15, 22]

№	Расчетная схема	Расчетные формулы
1		Пластина с двумя сквозными трещинами под действием растягивающей нагрузки, плоское решение; данную обобщенную схему расчета можно использовать для трещин всех зон (см. рис. 3), $K_I = \sigma_p \sqrt{\pi l} Y(l), \quad Y(l) = \sqrt{\frac{2t}{\pi l} \operatorname{tg} \frac{\pi l}{2t}}, \quad (18)$ где σ_p — растягивающее напряжение.
2		Полуэллиптическая поверхностная, эллиптическая внутренняя и угловая трещины в пластине под действием растягивающей нагрузки; данные схемы характерны для трещин, выявляемых во всех зонах РК (см. рис. 3), $K_I = \frac{\sigma_p \sqrt{\pi b}}{E(k)} F_i\left(\frac{b}{a}, \frac{b}{t}, \frac{a}{W}, \varphi\right), \quad (19)$ где $E(k)$ — коэффициент, зависящий от b/a; F_i — функция типа трещины; $\begin{cases} E(k) = \sqrt{1 + 1,464 \left(\frac{b}{a}\right)^{1,65}} & \text{при } \left(\frac{b}{a}\right) \leq 1; \\ E(k) = \sqrt{1 + 1,464 \left(\frac{b}{a}\right)^{1,65}} & \text{при } \left(\frac{b}{a}\right) > 1. \end{cases} \quad (20)$
2a		Поверхностная полуэллиптическая трещина: $F_s = \left[M_1 + M_2 \left(\frac{b}{t}\right)^2 + M_3 \left(\frac{b}{t}\right)^4 \right] g f_\varphi f_w, \quad (21)$ где M_i, g, f_φ, f_w — коэффициенты.
26		Внутренняя эллиптическая трещина: $F_s = \left[M_1 + M_2 \left(\frac{b}{t}\right)^2 + M_3 \left(\frac{b}{t}\right)^4 \right] g f_\varphi f_w, \quad (22)$ где M_i, g, f_φ, f_w — коэффициенты.
2в		Угловая трещина: $F_s = \left[M_1 + M_2 \left(\frac{b}{t}\right)^2 + M_3 \left(\frac{b}{t}\right)^4 \right] g_1 g_2, \quad (23)$ где M_i, g_1, g_2 — коэффициенты.
3		Поверхностная трещина произвольной формы в полупространстве (тип I); данные схемы характерны для трещин, выявляемых во всех зонах РК, $K_I = 0,650 \sigma_p \sqrt{S}^{1/4}, \quad (24)$ где S — площадь трещины.
4		Две эллиптические трещины в пространстве под действием растягивающей нагрузки; данная схема характерна для трещин, выявляемых в зоне B (см. рис. 3), $\lambda = b/e_0, \quad k^2 = 1 - b^2/a^2, \quad K_{I,B} = M_B \frac{\sigma_p \sqrt{\pi b}}{E(k)}, \quad (25)$ где M_B — коэффициент усиления интенсивности напряжений в точке B; $E(k)$ — коэффициент, зависящий от b/a.
5		Две полуэллиптические поверхностные трещины, перпендикулярные границе полупространства, под действием растягивающей и изгибающей нагрузок; данная схема характерна для трещин, выявляемых в зоне B (см. рис. 3). Плоскость $X_1 X_3$ совпадает со свободной поверхностью полупространства, $K_{I,A_i} = F_{I,A_i} \sigma_0 \sqrt{\pi a_i}, \quad K_{I,B_i} = F_{I,B_i} \sigma_0 \sqrt{\pi a_i}, \quad K_{I,C_i} = F_{I,C_i} \sigma_0 \sqrt{\pi b_i}, \quad (26)$ где σ_0 — напряжение на бесконечности; F — коэффициент.

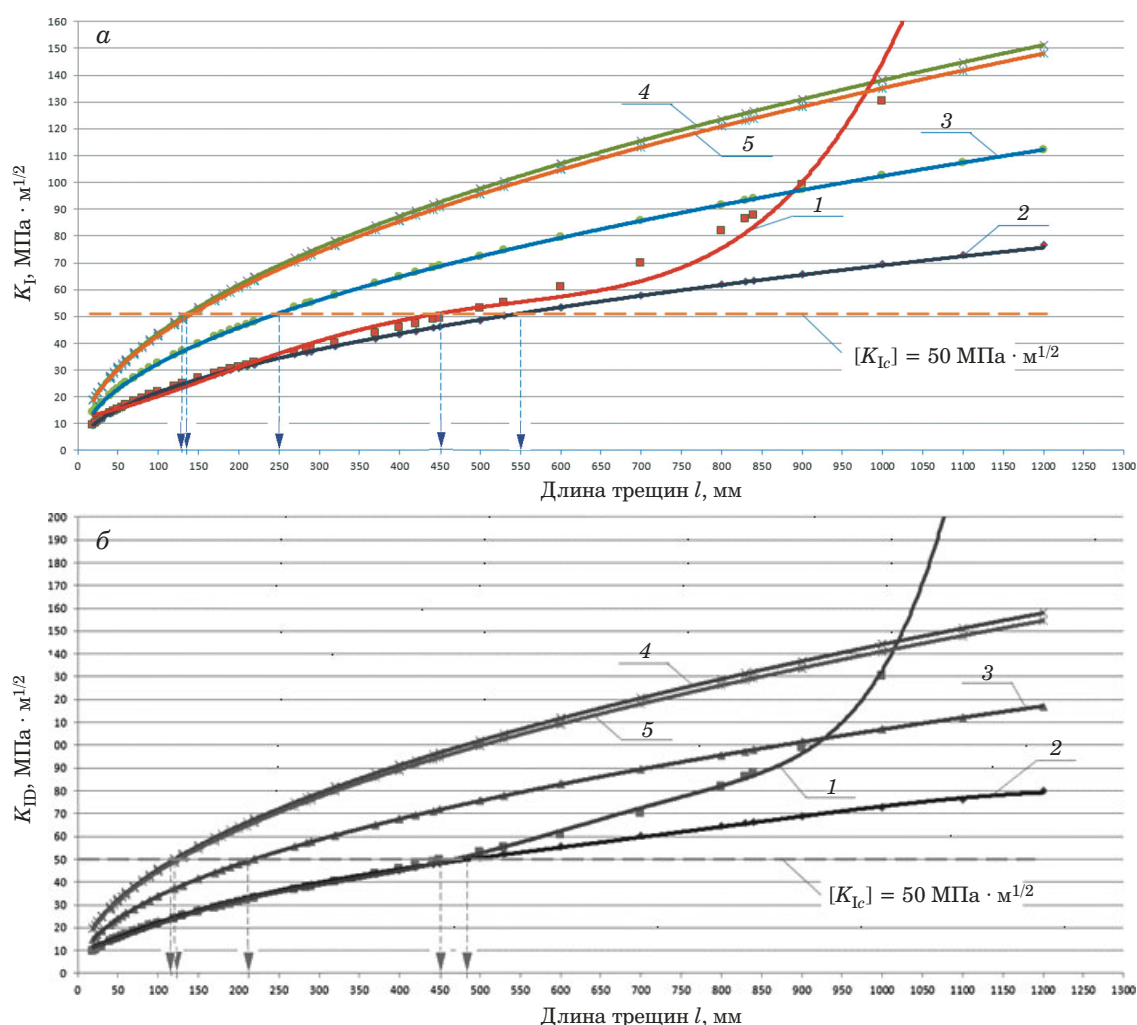


Рис. 5. Зависимости значений K_I (а) и K_{ID} (б) от размеров трещин при статическом (а) и динамическом (б) нагружении для различных схем: 1 — две сквозные трещины на расстоянии 5 мм, расчет по формуле (18), допустимые длины трещин $[l]_{ст} = 451 \text{ мм}$, $[l]_д = 451 \text{ мм}$; 2 — две сквозные трещины на расстоянии 100 мм, расчет по формуле (18), $[l]_{ст} = 550 \text{ мм}$, $[l]_д = 485 \text{ мм}$; 3 — внутренняя эллиптическая трещина, расчет по формулам (19), (20), (22), $[l]_{ст} = 250 \text{ мм}$, $[l]_д = 210 \text{ мм}$; 4 — поверхностная полуэллиптическая трещина, расчет по формулам (19), (20), (21), $[l]_{ст} = 128 \text{ мм}$, $[l]_д = 115 \text{ мм}$; 5 — угловая поверхностная трещина, расчет по формулам (19), (20), (23), $[l]_{ст} = 131 \text{ мм}$, $[l]_д = 118 \text{ мм}$

Fig. 5. Dependences of K_I (a) and K_{ID} (b) values on the crack size under static (a) and dynamic (b) loading for different schemes: 1 — two through cracks at a distance of 5 mm (scheme 1, table 5, formula 18), allowable crack lengths: $[l]_{st} = 451 \text{ mm}$; $[l]_д = 451 \text{ mm}$; 2 — two through cracks at a distance of 100 mm (scheme 1, table 5, formula 18), allowable crack lengths: $[l]_{st} = 550 \text{ mm}$; $[l]_д = 485 \text{ mm}$; 3 — internal elliptical crack according to (19), (20), (22), allowable crack lengths: $[l]_{st} = 250 \text{ mm}$; $[l]_д = 210 \text{ mm}$; 4 — surface semi-elliptical crack, calculation according to (19), (20), (21), allowable crack lengths: $[l]_{st} = 128 \text{ mm}$; $[l]_д = 115 \text{ mm}$; 5 — angular surface crack, calculation according to (19), (20), (23), allowable crack lengths: $[l]_{st} = 131 \text{ mm}$; $[l]_д = 118 \text{ mm}$

внутренних эллиптических трещин по формулам (19) – (23), выше, чем K_I , рассчитанные для сквозных трещин по обобщенной формуле (18). При этом наиболее опасными являются поверхностные полуэллиптические и угловые трещины. Так, максимально допустимая длина сквозной трещины при статическом нагружении согласно формуле (18) составляет 451 мм, а поверхностной угловой трещины, рассчитанной по формулам (19) – (23), — 131 мм, что в 3,44 раза меньше.

Таким образом, при консервативных оценках необходимо проводить расчет трещин с учетом направлений по двум осям по формулам (19) –

(23). При этом максимально допустимая длина внутренней эллиптической трещины в 1,9 раза больше, чем длина поверхностной угловой трещины. Поэтому наиболее опасными трещинами (с наименьшей допустимой длиной) являются угловые и полуэллиптические поверхностные трещины (см. рис. 5, а, кривые 4 и 5). При учете в расчетах существующих динамических нагрузок (см. рис. 5, б) разница не так велика, но она есть — значения КИН выше на 6 %. Соответственно, величины допустимых длин трещин меньше примерно в 1,1 – 1,22 раза.

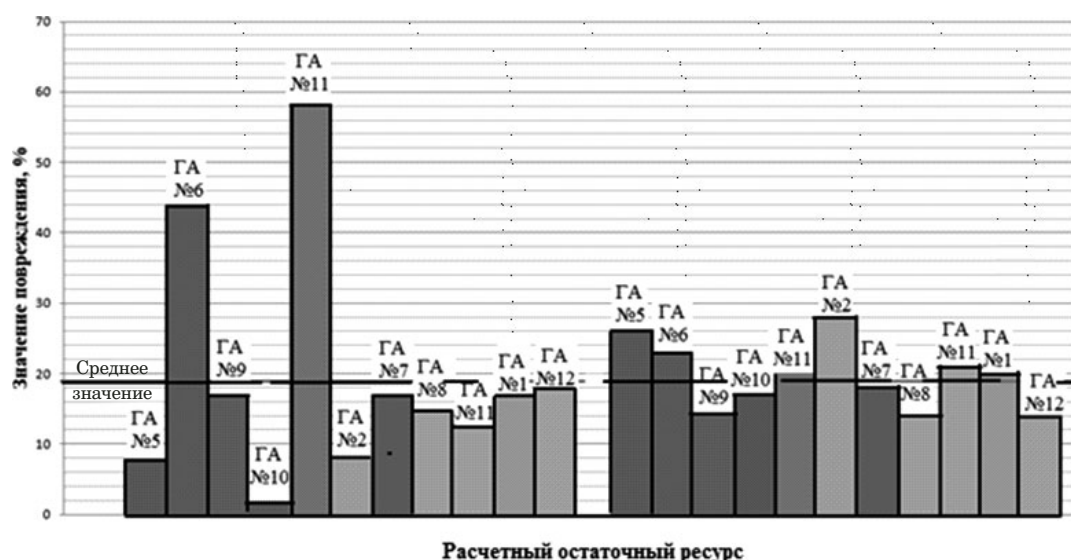


Рис. 6. Значения суммарного накопленного усталостного повреждения РК в цикле «пуск – останов» (а) и для рабочих режимов — на оборотной, лопастной и лопаточной частотах с учетом вихрей Кармана (б)

Fig. 6. The values of the total accumulated fatigue damage of the runners in the start – stop cycle (a) and for operating modes at the reverse, blade and blade frequencies with allowance for Karman vortices (b)

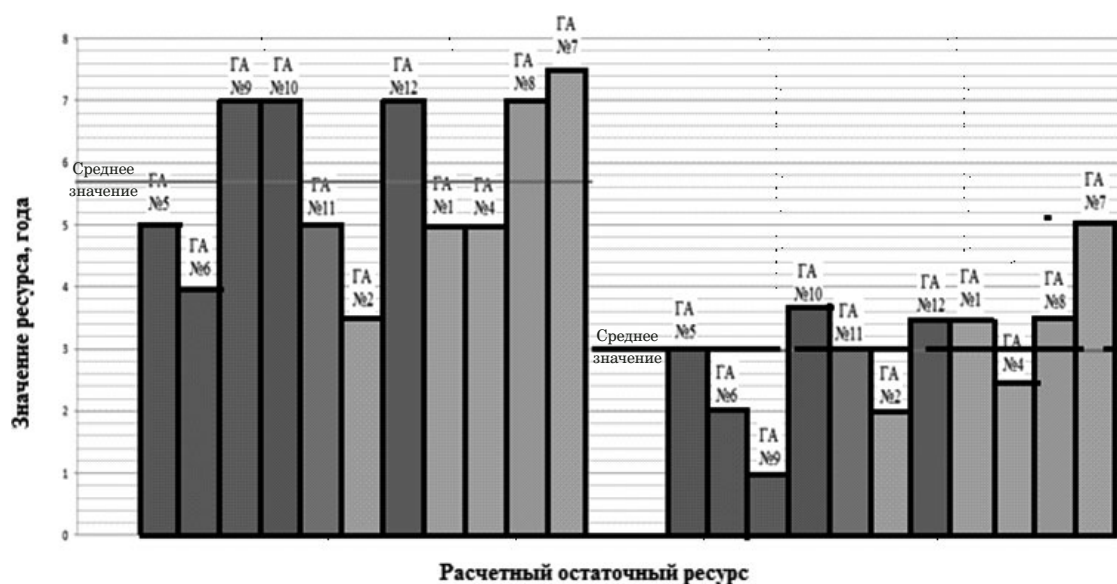


Рис. 7. Значения расчетного остаточного ресурса РК на стадии возникновения трещины без учета (а) и с учетом (б) многократного нагружения

Fig. 7. The values of the calculated residual life of the runners at the stage of crack initiation (without taking into account (a) and taking into account (b) multi-frequency loading)

Расчет остаточного ресурса рабочих колес

С использованием данных о уровнях наработки РК (см. табл. 2), фактической дефектности с момента их изготовления (см. табл. 1) и на момент диагностирования (см. табл. 3), а также формул (2) – (4), (13) – (15) выполнен расчет ресурса до возникновения усталостных трещин и с учетом их развития для ГА, а также их суммарной накопленной повреждаемости (рис. 6 – 9).

Относительное накопленное усталостное повреждение в циклах «пуск-останов» и для «рабочих режимов» (см. рис. 6) рассчитывали по формуле (4). Значения расчетного остаточного ресурса рабочих колес на стадии возникновения трещины (см. рис. 7) определяли по формуле (14), а на стадии роста трещины (см. рис. 8) — по (12), при этом учет многократности нагружения (см. рис. 7) проводили с учетом (15). На рис. 9 представлена диаграмма со значениями общего (сум-

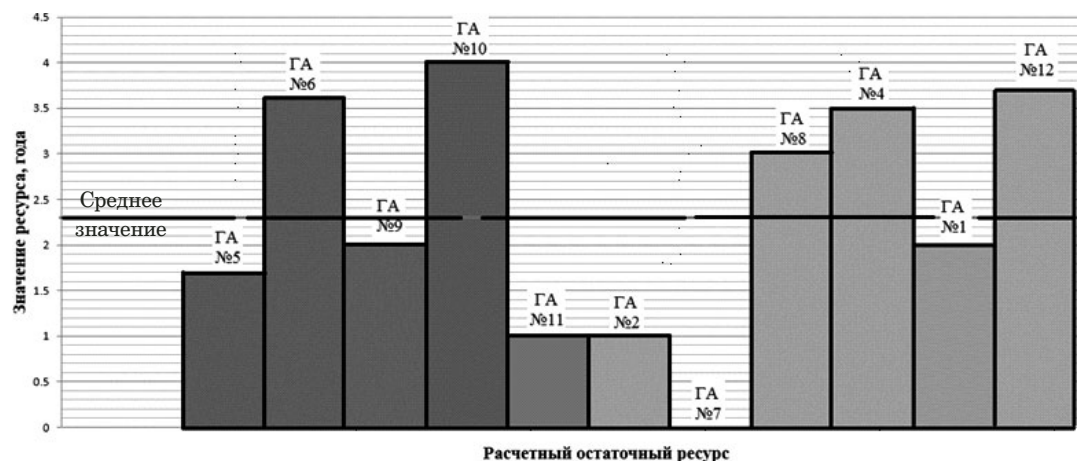


Рис. 8. Значения расчетного остаточного ресурса РК на стадии роста усталостных трещин

Fig. 8. Values of the calculated residual life of the runners at the stage of fatigue crack growth

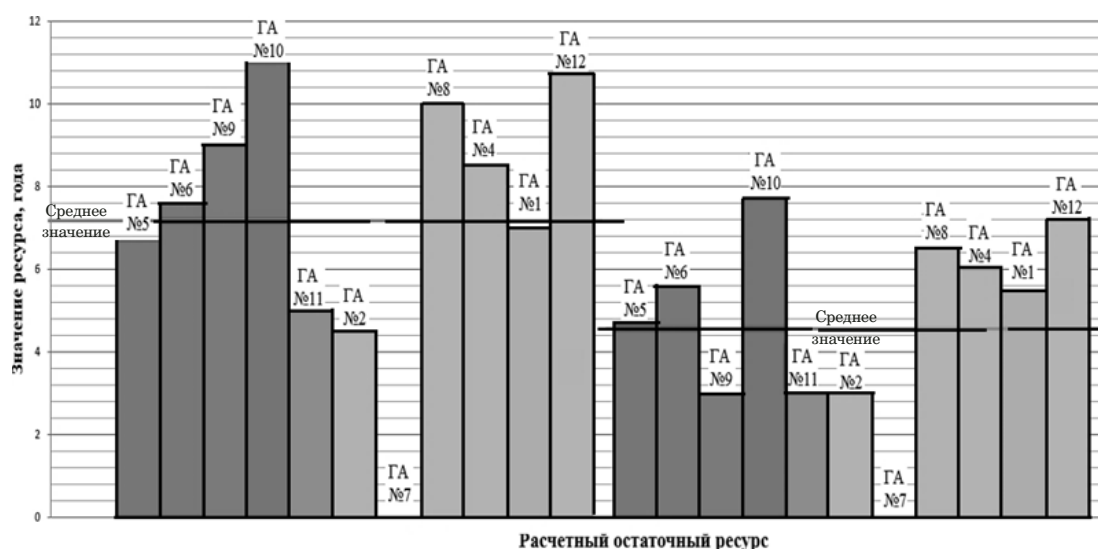


Рис. 9. Значения полного расчетного остаточного ресурса РК до образования и с учетом роста усталостных трещин: а и б — без учета и с учетом многочастотного нагружения

Fig. 9. Values of the calculated total residual life of the runners prior to the formation and taking into account the fatigue crack growth (without taking into account (a) and taking into account multi-frequency loading (b))

марного) расчетного остаточного ресурса рабочих колес на стадии развития трещины и на стадии ее роста.

Из рис. 6 видно, что суммарные накопленные повреждения РК большинства гидроагрегатов больше на режимах в цикле «пуск-останов», чем на рабочих режимах, или равны им. Как правило, при работе РК в цикле «пуск-останов» происходят наибольшие повреждения. Если же накопленные повреждения в цикле «пуск-останов» значительно меньше, чем в рабочем цикле, то это означает, что рабочее колесо имеет существенный запас по циклам «пуск-останов». При их равенстве, можно говорить о равномерной повреждаемости РК на всех циклах.

Анализ диаграмм, представленных на рис. 7, показывает значительное снижение остаточного ресурса РК по результатам расчетов с учетом влияния режима многочастотного нагружения — уменьшение среднего остаточного ресурса составляет 1,2 – 1,7 раза.

Из рис. 8 следует, что высокий остаточный ресурс наблюдается у ГА № 6 и № 10, у которых наиболее низкие значения суммарного накопленного усталостного повреждения РК в цикле «пуск-останов». Это подтверждает вывод о том, что эксплуатация в цикле «пуск-останов» существенно влияет на остаточный ресурс рабочих колес гидроагрегатов на стадии роста усталостных трещин. Для РК гидроагрегата № 7 остаточный ресурс исчерпан (см. рис. 8) в связи с рядом

факторов, в том числе высокими значениями наработки и наличием эксплуатационной дефектности.

Проведен расчет остаточного ресурса на стадии зарождения трещины и на стадии ее стабильного (устойчивого) роста до критического значения разрушения. Полный расчетный остаточный ресурс РК определяется суммой этих двух ресурсов (см. рис. 9).

Расчеты остаточного ресурса проводили в разные годы по фактическим результатам диагностирования РК (фактической поврежденности), имеющих на момент обследования разные уровни наработки и сроки проведения капитальных ремонтов. Очевидно, что РК каждого гидроагрегата имеют свой индивидуальный расчетный уровень остаточного ресурса на определенный момент времени. Поскольку в процессе ремонтно-восстановительных работ (например, в период плановых ремонтов) металл РК приводится в соответствие с требованиями нормативной документации (трещины и другие повреждения ремонтируются), индивидуальный расчетный уровень остаточного ресурса РК гидроагрегата на следующий период эксплуатации может быть выше.

Выводы

Представленные подходы к оценке остаточного ресурса позволяют проводить комплексную оценку накопленных усталостных повреждений, остаточного ресурса рабочих колес гидроагрегатов на стадиях возникновения и роста трещин с учетом многочастотного нагружения — в статической и динамической постановках. Значения расчетного остаточного ресурса, представленные на рис. 7 – 9, существенно отличаются. Это связано с разными значениями фактической наработки, количеством выявленных дефектов, проведением ремонтов и т.д. Но очевидно, что остаточный ресурс большинства гидроагрегатов весьма низок. Следует отметить, что при учете влияния динамической составляющей критическими являются дефекты меньшего размера, поэтому ее учет представляется актуальным. Очевиден также и разброс значений остаточного ресурса.

Среди специалистов отсутствует единое мнение относительно оптимальной типовой методики оценки ресурса элементов гидроагрегатов на стадии эксплуатации. Целесообразны новые подходы в расчетных обоснованиях и учет динамических эффектов [2, 8, 16, 20, 24].

Принимая во внимание комплекс оценок расчетного остаточного ресурса, можно сделать выводы о том, что рабочие колеса гидротурбин Красноярской ГЭС, спроектированные и изготовленные в 1960-х годах, значительно превысили

свой нормативный ресурс и на данный момент сохраняют определенный уровень остаточного ресурса, при этом успешно (безаварийно) эксплуатируются. Данная ситуация отражает высокий уровень инженерной проработки конструкции РК, что обеспечивает практическую работу в запроектных условиях эксплуатации. Следует отметить, что с 2018 г. проходит постепенная их замена на рабочие колеса новой модификации.

ЛИТЕРАТУРА

1. **Махутов Н. А.** Актуальные проблемы безопасности критически и стратегически важных объектов / Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2018. Т. 84. № 1. С. 5 – 9. DOI: 10.26896/1028-6861-2018-84-1-1-05-09
2. **Георгиевская Е. В.** Ресурс гидротурбин — гарантия надежности и безопасности эксплуатации ГЭС. Аналитический обзор литературы. — LAP LAMBERT Academic Publishing, 2018. — 164 с.
3. **Матвиенко Ю. Г., Резников Д. О., Кузьмин Д. А., Потапов В. В.** Оценка вероятности усталостного разрушения конструктивных элементов с учетом разброса начальных размеров трещин при детерминированном и случайном характерах нагружения / Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2021. Т. 87. № 10. С. 44 – 53. DOI: 10.26896/1028-6861-2021-87-10-44-53
4. **Махутов Н. А., Гаденин М. М., Чернявский О. Ф., Чернявский А. О.** Механические свойства материалов в расчетах малоциклового деформирования конструкций / Заводская лаборатория. Диагностика материалов. 2022. Т. 88. № 6. С. 52 – 59. DOI: 10.26896/1028-6861-2022-88-6-52-59
5. **Анискович Е. В., Москвичев В. В., Черняев А. П.** Анализ результатов диагностирования рабочих колес гидротурбин Красноярской ГЭС при длительных сроках эксплуатации / Гидротехническое строительство, 2019. № 10. С. 19 – 27.
6. **Анискович Е. В., Москвичев В. В., Махутов Н. А. и др.** Оценка остаточных напряжений в лопастях рабочих колес гидроагрегатов / Гидротехническое строительство, 2018. № 11. С. 178 – 184.
7. Разрушение гидроагрегата № 2 Саяно-Шушенской ГЭС: причины и уроки: сборник материалов. В 3-х т. — М.: Гидроэнергетика России, 2013. Т. 1. — 480 с.; Т. 2. — 496 с.; Т. 3. — 408 с.
8. **Петреня Ю. К., Судаков А. В.** Прочность и ресурс энергооборудования / Труды НПО ЦКТИ. Вып. 291. — СПб.: НПО ЦКТИ, 2002. — 306 с.
9. **Михайлов В. Е., Хоменок Л. А., Судаков А. В., Обухов С. Г.** К вопросу комплексного диагностирования и экспертизы состояния оборудования ТЭС и ГЭС / Надежность и безопасность энергетики. 2010. № 2. С. 9 – 14.
10. **Смелков Л. Л., Гаврилов С. Н., Левина С. М. и др.** Оценка остаточного ресурса и вероятности безотказной работы гидроагрегата №1 Иркутской ГЭС / Гидротехническое строительство. 2009. № 9. С. 21 – 26.
11. **Ржаницын А. Р.** Теория расчета строительных конструкций на надежность. — М.: Стройиздат, 1978. — 239 с.
12. **Лепихин А. М., Махутов Н. А., Москвичев В. В., Черняев А. П.** Вероятностный риск-анализ конструкций технических систем. — Новосибирск: Наука, 2003. — 174 с.
13. Пат. RU 2 721 514 С1 Российская Федерация, МПК G 05 В 23/00. Способ оценки остаточного ресурса рабочего колеса гидротурбины на запроектных условиях эксплуатации / Георгиевская Е. В., Георгиевский Н. В.; заявитель и патентообладатель Георгиевская Е. В. — № 2019111714; заявл. 17.04.2019; опубл. 19.05.2020.
14. **Ковчик С. Е., Морозов Е. М.** Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособие в 4-х т. / Под общ. ред. В. В. Панасюка. Т. 3. Характеристики кратковременной тре-

- циностойкости материалов и методы их определения. — Киев: Наукова думка, 1988. — 434 с.
15. **Романив О. Н., Ярема С. Я., Никифорчин Г. Н.** Механика разрушения и прочность материалов: Справ. пособие в 4-х т. / Под общ. ред. В. В. Панасюка. Т. 4. Усталость и циклическая трещиностойкость конструкционных материалов. — Киев: Наукова думка, 1990. — 679 с.
 16. **Москвичев В. В., Махутов Н. А., Шокин Ю. И., Лепихин А. М.** Прикладные задачи конструкционной прочности и механики разрушения технических систем. — Новосибирск: Наука, 2021. — 796 с.
 17. **Матвиенко Ю. Г.** Модели и критерии механики разрушения. — М.: Физматлит, 2006. — 328 с.
 18. **Anderson T. L.** Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications. — Boca Raton: CRC Press, 1991. — 793 p.
 19. **Egusquiza E., Valero C., Xingxing H., Jou E., Guardo A., Rodriguez C.** Failure investigation of a large pump-turbine runner / Engineering Failure Analysis. 2012. Vol. 23. P. 27 – 34.
 20. **Сивков В. Г.** Проблемы трещинообразования в лопастях рабочих колес гидроагрегатов Саяно-Шушенской ГЭС / Гидротехническое строительство. 2003. № 11. С. 51 – 52.
 21. **Габайдулин Д. Ю., Гречнева М. В.** Возможности восстановления лопастей гидротурбин, поврежденных кавитацией / Вестник ИрГТУ. 2012. № 12. С. 40 – 43.
 22. **Мурками Ю.** Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений. В 2-х томах. Т. 2 / Пер. с англ. — М.: Мир, 1990. — 1016 с.
 23. **Лукинский В. С., Котиков Ю. Г., Зайцев Е. И.** Долговечность деталей шасси автомобиля. — Л.: Машиностроение, 1984. — 231 с.
 24. **Иванченко И. П., Прокопенко А. Н.** Анализ эксплуатационных материалов по образованию трещин на лопастях радиально-осевых гидротурбин Красноярской ГЭС / Гидротехническое строительство. 2019. № 10. С. 6 – 18.
 7. Destruction of the hydraulic unit N 2 of the Sayano-Shushenskaya hydroelectric power station: causes and lessons: a collection of materials. In 3 volumes. — Moscow: Gidrotekhn. Stroit. 2013. Vol. 1. — 480 p.; V. 2. — 496 p.; V. 3. — 408 p. [in Russian]
 8. **Petreni Yu. K., Sudakov A. V.** Strength and resource of power equipment / Proceedings of NPO CKTI. Issue 291. — St. Petersburg: NPO TsKTI, 2002. — 306 p. [in Russian]
 9. **Mikhailov V. E., Khomenok L. A., Sudakov A. V., Obukhov S. G.** On the issue of complex diagnostics and examination of the state of equipment of TPPs and HPPs / Nadezhn. Bezopasn. Energet. 2010. N 2. P. 9 – 14 [in Russian].
 10. **Smelkov L. L., Gavrilov S. N., Levina S. M., et al.** Assessment of the residual life and the probability of failure-free operation of the hydraulic unit N 1 of the Irkutsk HPP / Gidrotekhn. Stroit. 2009. N 9. P. 21 – 26 [in Russian].
 11. **Rzhanitsyn A. R.** Theory of calculation of building structures for reliability. — Moscow: Stroyizdat, 1978. — 239 p. [in Russian].
 12. **Lepikhin A. M., Makhutov N. A., Moskvichev V. V., Chernyaev A. P.** Probabilistic risk analysis of the designs of technical systems. — Novosibirsk: Nauka, 2003. — 174 p. [in Russian].
 13. RF Pat. RU 2 721 514 C1, MPK G 05 B 23/00. Method for assessing the residual life of the impeller of a hydraulic turbine under design operating conditions / Georgievskaya E. V., Georgievsky N. V.; applicant and patent holder Georgievskaya E. V. — N 2019111714; appl. 17.04.2019; publ. 19.05.2020.
 14. **Kovchik S. E., Morozov E. M.** Fracture mechanics and strength of materials: Reference book. In 4 vols. / Vol. 3. Characteristics of short-term crack resistance of materials and methods for their determination / V. V. Panasyuk, Ed. — Kyiv: Naukova Dumka, 1988. — 434 p. [in Russian]
 15. **Romaniv O. N., Yarema S. Ya., Nikiforchin G. N.** Fracture mechanics and strength of materials: Reference book. In 4 vols. / Vol. 4. Fatigue and cyclic crack resistance of structural materials / V. V. Panasyuk, Ed. — Kyiv: Naukova. Dumka, 1990. — 679 p. [in Russian]
 16. **Moskvichev V. V., Makhutov N. A., Shokin Yu. I., Lepikhin A. M.** Applied problems of structural strength and fracture mechanics of technical systems. — Novosibirsk: Nauka, 2021. — 796 p. [in Russian]
 17. **Matvienko Yu. G.** Models and Criteria of Fracture Mechanics. — Moscow: Fizmatlit, 2006. — 328 p. [in Russian]
 18. **Anderson T. L.** Fracture Mechanics: Fundamentals and Applications. — Boca Raton: CRC Press, 1991. — 793 p.
 19. **Egusquiza E., Valero C., Xingxing H., Jou E., Guardo A., Rodriguez C.** Failure investigation of a large pump-turbine runner / Engineering Failure Analysis. 2012. Vol. 23. P. 27 – 34.
 20. **Sivkov V. G.** Problems of cracking in the blades of impellers of hydraulic units of the Sayano-Shushenskaya HPP / Gidrotekhn. Stroit. 2003. N 11. P. 51 – 52 [in Russian].
 21. **Gabaidulin D. Yu., Grechneva M. V.** Possibilities of restoring hydroturbine blades damaged by cavitation / Vestn. IrGTU. 2012. N 12. P. 40 – 43 [in Russian].
 22. **Murakami Yu.** Handbook of stress intensity factors: In 2 vols. Vol. 2. — Moscow: Mir, 1990. — 1016 p. [Russian translation].
 23. **Lukinskiy V. S., Kotikov U. G., Zaicev E. I.** Durability of vehicle chassis parts. — L.: Mashinostroenie, 1984. — 231 p. [in Russian].
 24. **Ivanchenko I. P., Prokopenko A. N.** Analysis operational materials about educational cracks on radial axial water turbine blades of the Krasnoyarsk hydropower station / Gidrotekhn. Stroit. 2019. N 10. P. 6 – 18 [in Russian].

REFERENCES