

Причины снижения несущей способности конструктивных элементов гидротурбин при длительной эксплуатации

Е.В. Георгиевская

Основным механизмом возникновения и развития трещин в лопастной системе вертикальных гидроагрегатов как в приработочный период, так и после длительной эксплуатации на стадии исчерпания ресурса, является накопление усталостных повреждений. Однако причины, местоположение и механизм зарождения, а также скорость развития трещин на ранней стадии эксплуатации и за пределами проектного срока службы существенно различаются. Это не позволяет использовать опыт борьбы с трещинообразованием на лопастях рабочих колес гидротурбин, успешно применяемый в приработочный период, для прогнозирования времени появления дефектов и скорости их развития после продолжительной эксплуатации.

В приработочный период развитие разрушений преимущественно связано либо с наличием исходных дефектов и больших концентраторов напряжений геометрического или технологического происхождения, либо с наличием непроектных нагрузок на оборудование. Обычно в этот период разрушение развивается достаточно быстро и не повторяется после проведения восстановительного ремонта и устранения причин его возникновения.

На запроектных сроках эксплуатации повреждения развиваются по другим сценариям: накопление повреждений происходит постепенно под действием относительно небольших динамических нагрузок и сопровождается необратимыми изменениями в состоянии металла. В конечном итоге это приводит к потере несущей способности какого-либо элемента гидротурбины. Иногда этот процесс может продолжаться десятки лет.

Особенно актуальной проблема снижения несущей способности ответственных элементов гидротурбины становится при сверхдлительных сроках эксплуатации, превышающих 300 тыс. ч, что соответствует примерно 40 годам эксплуатации.

В статье на примере основного ресурсопределяющего элемента гидротурбины — рабочего колеса — приводятся главные причины снижения его несущей способности, что сказывается на ресурсе гидротурбины в целом. Все эти обстоятельства, учитывающие индивидуальные конструктивные и эксплуатационные особенности гидроагрегата, необходимо принимать в расчет при проведении оценки времени появления и скорости развития трещин за пределами проектного срока службы.

Ключевые слова: гидроагрегат, гидротурбина, несущая способность, предельное состояние, дефект, трещина, резонанс, рабочее колесо, усталостные повреждения, ресурс.

Factors Causing Reduction in the Bearing Capacity of Hydraulic Turbine Structural Elements in the Course of Long-Term Operation

E.V. Georgievskaya

Accumulation of fatigue damage is the main mechanism governing the incipience and growth of cracks in the blade system of vertical hydraulic power units both during the running-in period and after long-term operation at the stage of exhausting the equipment service life. However, the causes, location and incipience mechanism, and the crack growth rate at an early stage of operation and beyond the design service life differ significantly from each other. This circumstance does not make it possible to use the experience gained from control of crack formation on the blades of turbine runners, which is successfully applied in the running-in period, to predict the flaw occurrence time and flaw growth rate after a long-term operation.

The development of fractures during the running-in period is predominantly due either to the presence of initial flaws and large stress concentrators of geometric or technological origin, or the presence of off-design loads applied on the equipment. During this period, the fracture develops quite quickly and is not repeated after carrying out restorative repair and eliminating its causes.

During operation beyond the design service life, fractures develop according to different scenarios: damages accumulate gradually under the effect of relatively low dynamic loads and is accompanied by irreversible changes in the condition of metal. This eventually leads to loss of bearing capacity of a certain hydraulic turbine element. Sometimes, this process can last as long as several decades.

The problem of the turbine critical elements' gradually losing their bearing capacity becomes especially topical on extremely long operation periods when the operating time exceeds 300 000 h, which corresponds to about 40 years of operation.

As an illustration, the article outlines the principal factors causing reduction in the bearing capacity of the runner, the main component determining the hydraulic turbine service life, which affects the turbine service life as a whole. All these circumstances, which take into account the individual design and operational features of the hydraulic unit, should be considered in assessing the crack incipience time and their growth rate beyond the design service life.

Key words: hydropower unit, hydraulic turbine, bearing capacity, limiting state, flaw, crack, resonance, runner, fatigue damage, service life.

Многие из эксплуатируемых в настоящее время на российских и зарубежных гидроэлектростанциях (ГЭС) гидротурбин (ГТ) достигли наработки уже более 200 тыс. ч без замены основного ресурсопределяющего элемента — рабочего колеса (РК). Очевидно, что за столь длительный период эксплуатации произошли значительные изменения состояния металла ответственных узлов и элементов ГТ относительно исходного состояния, связанные с накоплением некоторого уровня повреждаемости материала. Под повреждаемостью в широком смысле слова подразумевают любые дефекты, связанные с нарушением сплошности материала (поры, округлые дефекты, царапины, забоины, микро- и макро- трещины), а также изменения физических и механических свойств материала.

Появление и дальнейшее развитие указанных дефектов и (или) деградация свойств материала при продолжении эксплуатации гидроагрегата (ГА) может привести к потере несущей способности отдельных узлов, существенному снижению надежности и безопасности его работы, частичному или полному нарушению работоспособности, а в худшем случае — к аварийной ситуации. Поэтому важно правильно установить причины снижения несущей способности конструктивных элементов гидротурбин, связанные с ее длительной эксплуатацией, а также уметь прогнозировать состояние металла основных элементов ГТ, хотя бы на межремонтный период.

Потеря несущей способности — это один из видов предельного состояния, т. е., в соответствии с ГОСТ 27.002 [1] и СТО РусГидро 02.03.77—2011 [2], состояния объекта, при котором его дальнейшая эксплуатация недопустима или нецелесообразна, либо восстановление его работоспособного состояния невозможно или нецелесообразно. Потеря несущей способности возникает, когда фактически действующая нагрузка на элемент превышает предельную величину, определяемую конструкцией элемента и свойствами

его материалов. Это приводит к разрушению элемента (по вязкому или хрупкому механизму) или недопустимому изменению его геометрии, что делает использование гидротурбины по назначению практически невозможным или недопустимым.

Рассмотрим возможные причины потери несущей способности при длительной эксплуатации на примере основного лимитирующего ресурса работы ГА элемента — рабочего колеса радиально-осевой (РО) гидротурбины или лопастной системы поворотной-лопастной (ПЛ) турбины.

Накопленный многолетний опыт эксплуатации гидротурбин позволяет уверенно констатировать, что доминирующим механизмом разрушения ответственных узлов и элементов гидротурбин, в том числе лопастной системы ПЛ-турбин и рабочих колес гидротурбин РО-типа, является накопление усталостных повреждений. Уровень действующих статических напряжений даже в наиболее нагруженных зонах указанных элементов ГТ относительно невысок, редко превышает 100...150 МПа, что значительно ниже предела текучести используемых в гидротурбостроении материалов: 255 МПа для углеродистой стали 20ГСЛ и более 440 МПа для нержавеющей сталей 10Х12НД(Л) и 06Х12НЗД(Л).

Однако большинство повреждений, сведения о которых представлены в литературных источниках [3], происходят и на начальном периоде эксплуатации ГА — так называемые приработочные отказы. Для турбин ПЛ-типа характерным типом разрушения лопастной системы является образование трещин, а иногда и отрыв периферийной части лопасти вблизи выходной кромки. Для сварных РО рабочих колес основная проблема — трещинообразование в зоне сопряжения лопастей с нижним ободом или со ступицей, как правило, в зоне замыкающего шва.

Характерные виды повреждений рабочих колес ПЛ и РО гидротурбин представлены на рис. 1. Они связаны преимущественно со следующими причинами:

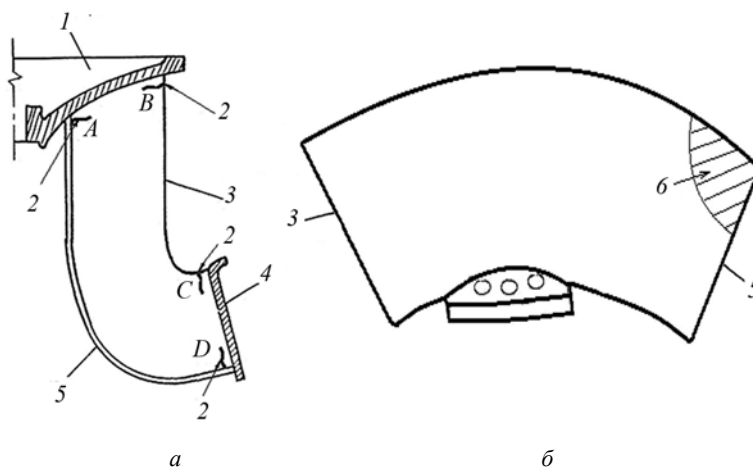


Рис. 1. Характерные повреждения лопастной системы РО и ПЛ гидротурбин в приработочный период:
а — РО; б — ПЛ; 1 — ступица; 2 — трещина; 3 — входная кромка; 4 — обод; 5 — выходная кромка; 6 — зона отрыва

- наличие начальных технологических дефектов (поры, включения, непровары, подкалка, трещины) и отклонений (высокий уровень остаточных напряжений, нарушение технологии сварки);

- конструктивные или проектные недочеты - неучет некоторых фактически действующих нагрузок, неправильная оценка эффективных коэффициентов концентрации напряжений, недостаточная отстройка собственных частот конструкции от частот возмущающих воздействий;

- непроектные режимы работы оборудования на начальных стадиях эксплуатации (например, в период заполнения водохранилища).

Указанные причины формируют две группы сценариев развития разрушений. Первый связан с наличием исходного дефекта или концентратора (геометрического или технологического происхождения), которые служат очагом развития предельных усталостных повреждений. При этом уровень действующих статических и динамических напряжений не превышает проектных значений. В этом случае продолжительность этапа (T_0) зарождения исходной усталостной макротрещины длиной l_0 , которая, как известно, может в несколько раз превышать период развития трещины от момента зарождения до достижения предельного размера ($T_0 \dots T_{кр}$), был исключен из истории эксплуатации или сильно сокращен (рис. 2). В результате происходит достаточно быстрое разрушение элемента ГТ вследствие развития исходных дефектов.

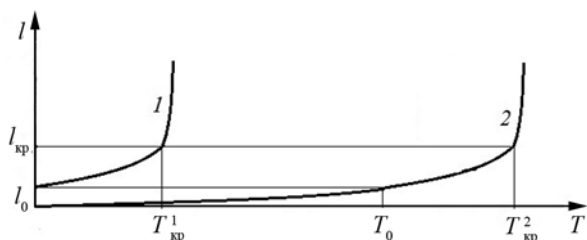


Рис. 2. Этапы развития трещины:

1 — при наличии начальной макротрещины длиной l_0 ; 2 — при отсутствии исходных дефектов

Обычно после проведения ремонтно-восстановительных работ и устранения исходной причины зарождения трещины повторные повреждения не возникают, по крайней мере, на протяжении очень длительного периода.

Другой сценарий связан с действием не соответствующих проектным значениям нагрузок. Это либо высокий (преимущественно за счет остаточных сварочных напряжений) уровень статических напряжений, либо значительные динамические нагрузки, в том числе резонансного характера. В этом случае зарождение и развитие усталостных трещин, даже при отсутствии начальных дефектов, происходит значительно быстрее, чем предполагалось при проектировании турби-

ны, что и приводит к преждевременному разрушению. Тогда необходимо либо снизить остаточные сварочные напряжения за счет изменения технологии сварки и последующей обработки, либо внести конструктивные изменения, которые позволят изменить спектр и (или) амплитуду динамических напряжений в элементах ГА, либо избегать работы на опасных с точки зрения разрушения режимах эксплуатации.

Например, для лопастей ПЛ-турбин эффективным методом борьбы с трещинообразованием в периферийной зоне оказалась подрезка выходной кромки, что привело к изменению частоты схода вихрей с кромки (изменению спектра внешних нагрузок) и удалению от одной из собственных частот лопасти в воде. В результате значительно снижались динамические напряжения за счет уменьшения коэффициента динамичности нагрузки. Как правило, после выявления причин повреждений и устранения источника повышенных нагрузок повторные трещины также не образовывались в течение длительного времени.

Возникновение дефектов на начальной стадии эксплуатации носит, как правило, случайный характер, а вероятность их появления и скорость развития определяется преимущественно качеством изготовления и монтажа ГА. Приработочные отказы являются основной причиной относительно низкой надежности гидроагрегатов в первые годы эксплуатации.

Однако период практически полного отсутствия вновь выявляемых дефектов лопастной системы (за исключением кавитационных повреждений и абразивного износа) с увеличением наработки и превышением проектного срока службы сменился периодом появления новых отказов лопастной системы. Массовые трещиноподобные дефекты стали появляться несмотря на соблюдение всех условий эксплуатации и проведение своевременных плановых ремонтных работ.

Основной причиной повреждений после длительной эксплуатации является накопление усталостных повреждений, вызванное наличием относительно небольших динамических нагрузок, действующих на элементы рабочих колес гидротурбин в широком диапазоне частот. В результате происходят необратимые изменения в металле РК, что в конечном итоге приводит к потере несущей способности. Обычно это характерно для периода использования оборудования сверх назначенного заводом-изготовителем или нормативными документами срока службы. Длительность эксплуатации некоторых ГА в настоящее время уже превышает 60...70 лет.

К сожалению, использовать накопленный опыт решения вопросов трещинообразования на лопастях рабочих колес ГТ, успешно применяемый в приработочный период, для прогнозирования времени появления дефектов или скорости их развития после продолжительной эксплуатации, превышающей 200...400 тыс. ч, не представляется возможным по приведенным далее причинам.

1. Дegradация металла. После длительного периода эксплуатации в условиях агрессивно-коррозионной среды (воды) металл рабочих колес значительно изменился, в частности, характеристики сопротивления усталостным разрушениям стали существенно ниже исходных (рис. 3). При тех же условиях эксплуатации, т. е. при таких же динамических нагрузках, появление новых макротрещин становится все более вероятным с увеличением наработки. При сверхдлительных наработках (свыше 350 тыс. ч) даже низкий уровень динамических нагрузок приводит к накоплению существенных усталостных повреждений в ресурсопределяющих элементах турбины. Кроме того, может и существенно увеличиться скорость развития трещиноподобных дефектов относительно приработочного периода.



Рис. 3. Дegradация и разброс усталостных свойств материала во времени:

σ_{-1} — условный предел усталости

2. Изменение мест зарождения и развития трещин. Имеющиеся очаги развития трещин, связанные с технологическими факторами, уже были устранены на ранних стадиях эксплуатации. Теперь наиболее суще-

ственными становятся зоны концентрации статических и динамических напряжений, которые в общем случае могут не совпадать между собой, а также и с геометрическими (конструктивными) и технологическими концентраторами. Таким образом, зоны образования трещин после длительной эксплуатации и в приработочный период могут быть различны (рис. 4).

3. Несоответствие режимных параметров принятым при проектировании значениям. Опыт эксплуатации гидроагрегатов как на российских, так и зарубежных станциях [4—7] показывает, что в последние 10...15 лет в силу объективных причин ГА зачастую используются не только на проектных режимах. Такое изменение может быть связано с одной или сразу несколькими из следующих причин:

- участием станции в системе регулирования частоты;
- интегрированием новых (нетрадиционных) возобновляемых источников энергии (ветровой, солнечной, энергии морских волн, течений, приливов и пр.), характеризующихся значительной нестабильностью выходной мощности в существующую электрическую сеть;
- постройкой новых ГЭС выше или ниже по течению реки;
- несоответствием проектного напора станции фактическим значениям;
- изменением водного режима;
- изменением требований к работе ГЭС (например, увеличение пропускной способности в ущерб экономичности, смещение зоны максимального использования ГА относительно зоны оптимума).

В первых двух случаях использование гидроагрегатов в качестве своеобразного быстрого и гибкого компенсатора связано с их высокой маневренностью: возможность быстрого пуска, широкий диапазон изменения мощности. При этом значительно увеличивается количество пусков/остановов агрегата (до 1000 в год и больше) и длительность работы на режимах холостого хода, низкой мощности (10...15 % от номинальной), в режиме синхронного компенсатора с отжатием воды из проточной части турбины, форсированных режимах и т.п.

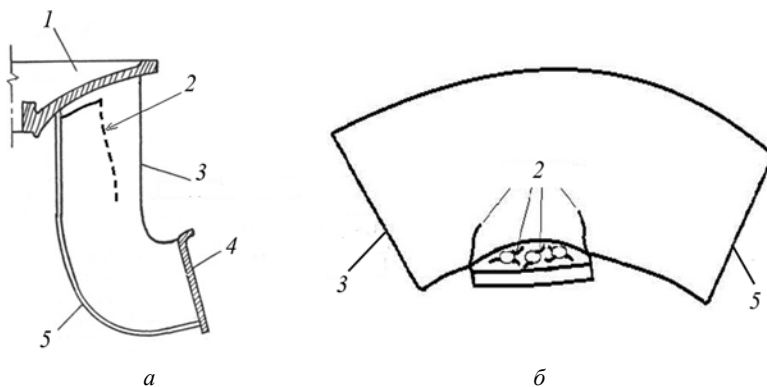


Рис. 4. Характерные повреждения лопастной системы РО и ПЛ гидротурбин за пределами проектного срока службы:

а — РО; б — ПЛ; 1 — ступица; 2 — трещина; 3 — входная кромка; 4 — обод; 5 — выходная кромка

Перечисленные возможные изменения режимных факторов, очевидно, приводят к перераспределению статических и динамических нагрузок на элементы оборудования, а также изменению числа циклов нагружения. В конечном итоге это неизбежно должно сказываться на ресурсе гидротурбины, скорости исчерпания несущей способности ее основных элементов, возникновении и скорости развития трещин.

4. Значительный разброс свойств материала. Физико-механические, а особенно усталостные характеристики материалов, из которых изготовлены детали и узлы ГТ, имеют достаточно большую степень неопределенности. Это относится как к основному металлу, так и к зонам сварных швов и околошовным зонам (см. рис. 3).

Невозможность достоверно определить необходимые характеристики в области гигацикловой усталости (10⁹ циклов и больше) связана, прежде всего, с двумя основными факторами: большие линейные размеры (для лопастей мощных турбин — свыше 2 м) и большое число циклов за весь срок эксплуатации.

Масштабный эффект проявляется в существенном отличии определяемых в соответствии с требованиями нормативных документов свойств образцов и фактических свойств рассматриваемой детали ГТ, например лопасти, а также возможном значительном различии в свойствах отдельных лопастей одной турбины, а тем более установленных на разных ГА.

Далее приведены значения масштабного коэффициента ε_σ , рассчитанного как отношение предела усталости крупногабаритной детали к пределу усталости образца на примере гидротурбинной стали 06X12H3ДЛ¹. Как следует из приведенных данных, предел усталости металла лопасти в области гигацикловой усталости может снизиться более чем на 30 % относительно соответствующей характеристики, полученной при испытании образцов.

Масштабный коэффициент ε_σ

Число циклов нагружения N	Масштабный коэффициент ε_σ
10 ⁷	0,74
10 ⁸	0,71
10 ⁹	0,69
10 ¹⁰	0,66

Усталостные испытания на базе 10⁹...10¹² циклов практически не проводятся из-за их продолжительности и высокой стоимости. Вместо этого используются методики пересчета усталостных характеристик по результатам испытаний на меньшей базе испытаний (~10⁷...10⁸). При этом надо учитывать, что на величину условного предела усталости влияет не только общее

число циклов, амплитуда и среднее значение напряжений в цикле, но и частота воздействия, что не позволяет существенно изменять условия усталостных испытаний.

5. Изменение геометрических параметров прочной части. Устранение кавитационно-эрозионных и механических повреждений, абразивного износа, выявленных трещин и других дефектов проводится в рамках плановых и неплановых ремонтов. За длительный срок эксплуатации зачастую отдельные зоны рабочих колес подвергаются многократным ремонтным работам, что может приводить к изменению локальной геометрии отдельных элементов и, как следствие, к изменению их напряженно-деформированного состояния относительно расчетных проектных значений и начального периода эксплуатации.

Например, для рабочих колес РО-турбин наибольший интерес представляют галтельные переходы в зоне приварки лопастей к ободу и ступице, радиусы которых могут существенно измениться относительно чертежных размеров в результате неоднократных подварок. Кроме того, и для ПЛ-, и для РО-турбин может также поменяться геометрия в зоне, наиболее подверженной кавитационным воздействиям, особенно если при проведении ремонтов не уделяется достаточного внимания вопросу соответствия отремонтированной лопасти проектным геометрическим характеристикам.

Еще одной причиной изменения геометрии прочной части гидротурбины могут быть различные модернизации, выполненные за все время работы гидроагрегата и связанные с необходимостью усиления конструкции отдельных узлов, совершенствованием условий обтекания, отстройкой от резонанса (установка ребер, подрезка лопастей, разгрузочные канавки — «поднутрение» (рис. 5) и т.п.).

Вносимые в ходе длительной эксплуатации изменения геометрии лопастей и других элементов прочной части в конечном итоге могут приводить к существенному перераспределению напряжений в элементах гидротурбины, увеличению гидравлического и механического небалансов, смещать зоны максимальных напряжений, создавать новые концентраторы напряжений, увеличивать статическую и динамическую составляющую напряжений, приводить к изменению уровня вибраций.

6. Изменение жесткостных характеристик опорных узлов гидроагрегата. Жесткостные характеристики опорных узлов ГА определяют спектр собственных частот изгибных, продольных и крутильных колебаний вала, а также влияют на собственные частоты рабочего колеса. Следовательно, изменение жесткости направляющих подшипников и (или) подпятника может оказать существенное влияние на динамические нагрузки за счет приближения или удаления от резонанса.

¹ Данные приведены в соответствии с РД 24.122.14—89 «Методы расчета на прочность рабочих колес гидравлических радиально-осевых турбин».

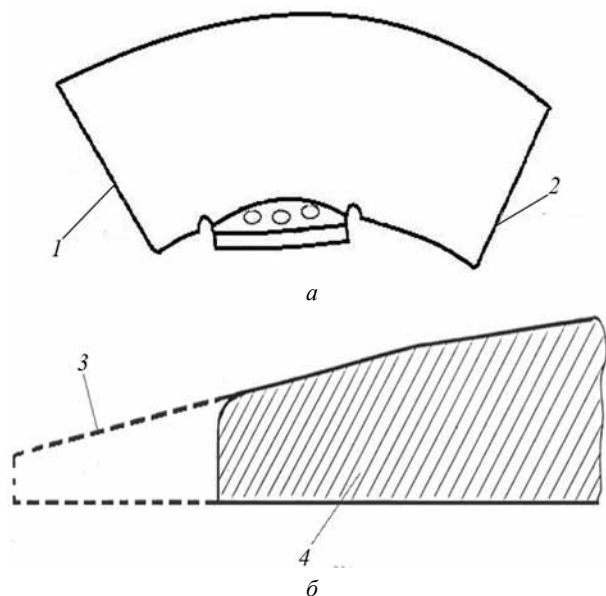


Рис. 5. Изменение геометрии:

a — разгрузочные канавки («поднутрение»); *б* — подрезка выходной кромки лопасти; 1 — входная кромка; 2 — выходная кромка; 3 — исходная геометрия; 4 — фактическая геометрия

С учетом плотности спектра возмущающих воздействий даже незначительное смещение спектра собственных частот конструкции может привести к значительному изменению коэффициента динамичности и заметному изменению динамической составляющей напряжений в рассматриваемых элементах.

Изменение радиальной жесткости направляющих подшипников ГА происходит преимущественно за счет естественного износа вкладышей подшипников и, как правило, нарастающей в процессе длительной эксплуатации неравномерности зазоров. Кроме того, на жесткость опорных узлов влияют проведенные за все время эксплуатации работы по необходимому усилению конструкции опор, изменение типа и материала вкладыша подшипника, замена подпятника на гидравлической опоре на жесткую конструкцию и др.

Все рассмотренные факторы должны учитываться при оценке несущей способности, прочности, работоспособности и ресурса гидротурбин после выработки назначенного срока службы для определения возможности, сроков и условий дальнейшей эксплуатации.

В ОАО «НПО ЦКТИ» разработан расчетно-экспериментальный подход, позволяющий проводить оценку несущей способности и индивидуального ресурса рабочих колес РО-турбин и лопастной системы ПЛ-турбин [8] с учетом отмеченных факторов. Динамические напряжения определяются расчетным способом на основании данных вибрационных испытаний и (при наличии) тензометрирования лопастей. В качестве ресурсной характеристики используется суммарная по всем эксплуатационным режимам повреждаемость λ_o .

Величина λ_o не должна превышать допустимого значения 1,0, соответствующего предельному состоянию лопастной системы (исчерпанию несущей способности).

В качестве иллюстрации влияния отдельных факторов приведем примеры оценки ресурса конкретных агрегатов, выполненные в ОАО «НПО ЦКТИ»: расчетные графики суммарной повреждаемости в зависимости от времени эксплуатации $\lambda_o(T)$ для различных сценариев работы.

На рис. 6 даны зависимости $\lambda_o(T)$ для трех различных вариантов эксплуатации ГА с радиально-осевым рабочим колесом:

- базовый режим работы — число пусков ГА не превышает 10—12 в год;
- режим регулирования — среднегодовое число пусков составляет 300 шт.;
- измененный режим — первые 30 лет ГА работал в базовом режиме, после этого был переведен в режим регулирования.

Представленный на рис. 6 график наглядно демонстрирует влияние изменения режимных параметров на несущую способность и ресурс агрегата.

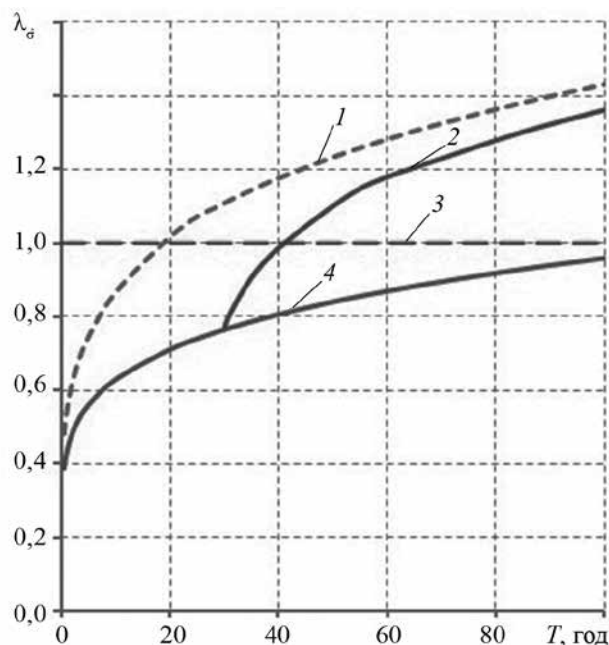


Рис. 6. Влияние режимов работы на повреждаемость:

1 — режим регулирования; 2 — измененный режим; 3 — $[\lambda_o]$; 4 — базовый режим

На рис. 7 приведены графики $\lambda_o(T)$, рассчитанные для ПЛ-турбины, демонстрирующие влияние разгрузочных канавок в зоне сопряжения фланца и пера лопасти (см. рис. 5, *a*). Расчет выполнен для радиуса «поднутрения» $r = 35$ мм. Расположение расчетных точек соответствует максимальным локальным напряжениям в лопасти и указано на рис. 7.

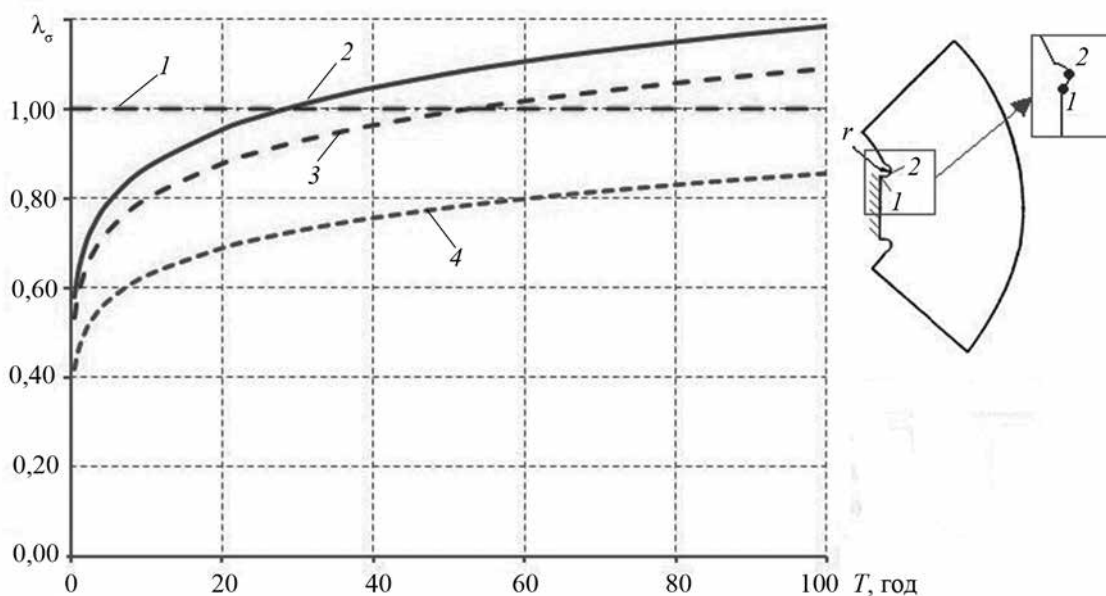


Рис. 7. Влияние «поднутрения» на повреждаемость:
1 — $[\lambda_\sigma]$; 2 — без проточки; 3 — точка 2; 4 — точка 1

Из приведенных данных видно, что разгрузочные канавки даже небольшого радиуса приводят к существенному снижению расчетных напряжений, увеличению несущей способности и значительному повышению ресурсных характеристик.

Сделаем выводы.

Приведенные выше соображения показывают, что использование данных о характере трещинообразования в приработочный период и его влиянии на несущую способность основных элементов турбины не может быть распространено на запроектные, превышающие назначенный ресурс, периоды эксплуатации, поскольку не дает возможности достоверно предсказать появление и оценить скорость развития дефектов.

При длительной эксплуатации именно временной фактор становится определяющим, оказывая влияние на свойства материала и характеристики циклического нагружения. Поэтому для предотвращения аварийных ситуаций, повышения надежности и безопасности эксплуатации оборудования необходимо разрабатывать и совершенствовать методики, позволяющие с необходимой степенью точности и достоверности описывать поведение металла ответственных элементов каждой конкретной гидротурбины под действием фактически действующих условий эксплуатации.

Литература

1. ГОСТ 27.002—89. Надежность в технике. Основные понятия. Термины и определения.
2. СТО РусГидро 02.03.77—2011. Гидроэлектростанции. Правила продления срока службы основного оборудования в процессе эксплуатации. Нормы и требования.

3. Коган Ф.Л. Аномальные режимы работы и надежность современных гидроагрегатов // Гидротехническое строительство. 2010. № 4. С. 46—51.

4. Иванченко И.П., Потемкин А.А. Надежность лопастных систем гидротурбин // Энергетическое машиностроение (НИИЭИНФОРМЭНЕРГОМАШ). 1986. № 1.

5. Müller A., Favrel A., Landry C, Yamamoto K, Avellan F. On the Physical Mechanisms Governing Self-Excited Pressure Surge in Francis Turbines // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2014. V. 22. No 3. 2014. Pp. 32034—32041.

6. Wouden A.M., Lewis B.J., Cimbala J.M. Wicket Gate Trailing-Edge Blowing: a Method For Improving Off-Design Hydroturbine Performance by Adjusting the Runner Inlet Swirl Angle // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2014. V. 22. No 1. Pp. 12021—12031.

7. Amiri K., Mulu B., Raisee M., Cervantes M.J. Load Variation Effects on the Pressure Fluctuations Exerted on a Kaplan Turbine Runner // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2014. V. 22. No 3. Pp. 32005—32014.

8. Георгиевская Е.В., Смелков Л.Л. Оценка прочности и остаточного ресурса гидротурбин. Проблемы и пути решения // Гидроэнергетика. 2014. № 3. С. 35—39.

References

1. GOST 27.002—89. Nadezhnost' v tekhnike. Osnovnyye Ponyatiya. Terminy i Opredeleniya. (in Russian).
2. STO RusGidro 02.03.77—2011. Hidroelektrostantsii. Pravila Prodleniya Sroka Sluzhby Osnovnogo Oborudovaniya v Protseste Ekspluatatsii. Normy i Trebovaniya. (in Russian).

3. **Kogan F.L.** Anomal'nye Rezhimy Raboty i Nadezhnost' Sovremennykh Gidroagregatov. *Gidrotekhnicheskoe Stroitel'stvo*. 2010;4:46—51. (in Russian).

4. **Ivanchenko I.P., Potemkin A.A.** Nadezhnost' Lopastnykh Sistem Gidroturbin. *Energeticheskoe Mashinostroyeniye (NIIE Informenergomash)*;1986;1. (in Russian).

5. **Müller A., Favrel A., Landry C, Yamamoto K, Avellan F.** On the Physical Mechanisms Governing Self-Excited Pressure Surge in Francis Turbines. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2014;22;3:32034—32041.

6. **Wouden A.M., Lewis B.J., Cimbala J.M.** Wicket Gate Trailing-Edge Blowing: a Method For Improving Off-Design Hydroturbine Performance by Adjusting the Runner Inlet Swirl Angle. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2014;22;1:12021—12031.

7. **Amiri K., Mulu B., Raisee M., Cervantes M.J.** Load Variation Effects on the Pressure Fluctuations Exerted on a Kaplan Turbine Runner. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*. 2014;22;3:32005—32014.

8. **Georgievskaya E.V., Smelkov L.L.** Otsenka Prochnosti i ostatochnogo Resursa Gidroturbin. *Problemy i Puti Resheniya. Gidroenergetika*. 2014;3:35—39. (in Russian).

Сведения об авторе

Георгиевская Евгения Викторовна — кандидат физико-математических наук, зав. лабораторией прочности турбин ТЭС, АЭС и ГЭС ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова», e-mail: GeorgievskayaEV@ckti.ru

Information about author

Georgievskaya Evgeniya V. — Ph.D. (Phys.-Math.), Head of the Laboratory of Strength of Turbine Thermal Power Plants, Nuclear Power Plants and Hydroelectric Power Station JSC «I.I. Polzunov Scientific and Development Association on Research and Design of Power Equipment», e-mail: GeorgievskayaEV@ckti.ru

Статья поступила в редакцию 28.07.2016