



DOI: 10.18721/JEST.230408

УДК 621.224

Е.В. Георгиевская

ОАО «НПО ЦКТИ», Санкт-Петербург, Россия

ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ ПОДХОД К ОЦЕНКЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАПРЯЖЕНИЙ В ГИДРОТУРБИНАХ

Предлагаемый в статье подход к расчетному определению фактически действующих динамических напряжений в лопастной системе рабочих колес гидравлических турбин позволяет проводить быструю расчетную оценку «сверху» на базе эксплуатационной характеристики гидротурбины. Подход основан на существовании связи между уровнем динамических возмущений потока в проточной части гидротурбин и суммарными потерями энергии, отражающимися на величине КПД для данного режима работы, а также практически линейной зависимости максимальных напряжений в лопастной системе от мощности при заданных величинах напора и скорости вращения агрегата. Сопоставление результатов натуральных экспериментов и проведенных автором расчетных оценок убедительно доказывает правомерность и целесообразность предлагаемого подхода.

ГИДРОТУРБИНА; ПРОЧНОСТЬ; НАДЕЖНОСТЬ; РЕСУРС; ДИНАМИЧЕСКИЕ НАПРЯЖЕНИЯ; ЭКСПЛУАТАЦИОННАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА.

Ссылка на цитирование:

Е.В. Георгиевская. Энергетический подход к оценке динамических напряжений в гидротурбинах // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2017. Т. 23. № 4. С. 89–97. DOI: 10.18721/JEST.230408.

E.V. Georgievskaja

JSC «NPO CKTGI», St. Petersburg, Russia

THE ENERGY APPROACH FOR ASSESSMENT OF DYNAMIC STRESSES IN HYDRAULIC TURBINES

Determination of dynamic stresses is an important step in assessing the strength, reliability and lifetime of hydraulic turbines. The diversity and complexity of dynamic processes in the flow part of hydraulic units cause major difficulties in their formalization and numerical simulations even for the steady state near the best efficient point. Experimental methods for determining dynamic stresses in the critical elements of full-scale hydraulic turbines, primarily the blade runner system, have a high cost, and the equipment has to be stopped for a long time for preparatory operations to be performed. Model experiments are usually carried out only at the design stage, which does not reflect all the specifics of hydraulic unit operation at the HPP. The approach to determining the actual dynamic stresses in the runner blades of a hydraulic turbine proposed in this article allows carrying out a quick estimate “from above” on the basis of the Hill chart of the turbine. The approach is based on the relationship between the level of dynamic perturbation flow in the flow part of the hydraulic turbine and the total energy losses affecting the efficiency value for this regime, and also the linear dependence of maximum stresses in the blade on the power for the given head values and rotation speed. A comparison of the experiments and the estimates conducted by the author proves the validity and feasibility of the proposed approach.

HYDROTURBINE; STRENGTH; RELIABILITY; LIFETIME; DYNAMIC STRESSES; HILL CHART.

Citation:

E.V. Georgievskaja, The energy approach for assessment of dynamic stresses in hydraulic turbines, *Peter the Great St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology*, 23(04) (2017)89–97, DOI: 10.18721/JEST.230408.

Введение

Оценка прочности, надежности и ресурса гидротурбин (ГТ) — актуальная задача на всех стадиях жизненного цикла оборудования, она охватывает целый комплекс теоретических, расчетных и экспериментальных работ. Один из важных этапов этого комплекса — расчетное обоснование ресурсных характеристик ГТ, определяемых преимущественно напряженно-деформированным состоянием (НДС) ресурсоопределяющих элементов, в первую очередь — рабочего колеса (РК).

Как показывает накопленный за многие годы опыт эксплуатации и ремонтов гидротурбин, ведущее влияние на снижение надежности и ресурсных характеристик, в том числе появление трещин в ресурсоопределяющих элементах, оказывают динамические напряжения. Их уровень существенно зависит от режима работы гидроагрегата (ГА), его конструкции и индивидуальных особенностей, определяемых условиями монтажа и проведенных ремонтов.

Высокий уровень неопределенности нагрузок, фактически действующих на элементы ГА, и широкий диапазон изменения режимных факторов (мощность, напор) объясняют, почему до сих пор задача определения НДС ресурсоопределяющих элементов ГТ не решена до конца.

Состояние вопроса

При классическом подходе для решения этой задачи должна быть построена расчетная математическая модель исследуемого ресурсоопределяющего элемента, включающая геометрию объекта, условия его закрепления, внешние нагрузки на каждом рассматриваемом режиме и характеристики используемых материалов. Далее, применяя аппарат теории упругости или упруго-пластичности, механики деформируемого твердого тела, механики разрушений, в том числе реализуемый в современных расчетных компьютерных программных комплексах, определяются внутренние напряжения в элементах оборудования, выделяются их статическая и динамическая составляющие.

Сложность заключается в том, что даже с учетом высокого современного уровня вычислительной техники и больших достижений в области компьютерного 3D-моделирования сложных технических систем [1–8] опреде-

ление внешних гидродинамических нагрузок на элементы гидротурбин связано со значительными техническими трудностями и требует больших временных и финансовых затрат. Следует отметить также, что численные методики не всегда дают удовлетворительные по погрешности и/или достоверности результаты, что связано с конструктивно-технологическими особенностями ГТ и сложностью протекающих в проточной части процессов.

Альтернативой расчетному способу определения внутренних напряжений, в том числе динамических, в элементах ГТ является экспериментальный подход — тензометрирование на натурном агрегате или масштабной модели [9–13]. Измеренные величины напряжений при этом ассоциируются не только с конкретным ГА, но и с конкретным режимом его работы и конкретной точкой измерения. Например, сезонные колебания напора ГЭС приводят к изменению режима работы агрегата и, следовательно, изменению напряжений в лопастной системе рабочего колеса. В силу очевидных обстоятельств при проведении натурных испытаний практически не представляется возможным получить необходимые данные для всего диапазона разрешенных напоров. Распространение результатов тензометрирования на другие режимы и конструктивно-аналогичные агрегаты требует серьезного научного обоснования либо широкого экспериментального подтверждения. К сожалению, на сегодняшний день этого еще не сделано.

Также важно отметить, что в отличие от численных методов экспериментальные дают возможность измерять параметр только в месте установки датчика, которое по конструктивным соображениям не всегда может быть выбрано оптимальным. Для повышения достоверности результатов и возможности их статистической обработки необходима установка большого количества датчиков в различных точках ГА и обеспечение идентичности мест их установки, например для разных лопастей. Это существенно повышает стоимость экспериментальных исследований и продолжительность подготовительных работ, сопряженных с выводом оборудования из эксплуатации.

Применяемые на стадии проектирования для оптимизации характеристик гидротурбины модельные испытания также не дают возможности получить достоверные величины динамических напряжений для разрабатываемой серии машин,

поскольку не отражают всей специфики использования агрегата в условиях ГЭС и не всегда учитывают все элементы проточной части ГА [14, 15].

Перечисленные выше факторы не позволяют широко применять на практике для оценки динамических напряжений ни классический расчетный подход, ни экспериментальный метод тензометрирования. Особенно явно это проявляется на стадии эксплуатации оборудования при длительных и сверхдлительных сроках наработки, когда масштабные и дорогостоящие исследования становятся нецелесообразными.

В настоящее время при оценке ресурса, как правило, в расчеты закладывается, что динамические напряжения составляют 10 % от статических*, что для близких к оптимальным режимов работы в большинстве случаев слишком консервативно. На многих исследованных радиально-осевых (РО) агрегатах в зоне больших мощностей динамическая составляющая напряжений не превышала 5–7 % от статической, а иногда снижалась даже до 3–4 %, что с точки зрения ресурса эквивалентно увеличению расчетного срока службы ГА на 10 лет и более.

С другой стороны, для удаленных от оптимума по КПД режимов эксплуатации 10 %-й уровень динамики слишком оптимистичен. Натурное тензометрирование показывает, что на малых частичных мощностях РО-турбин относительный уровень динамических напряжений может превышать даже 50 %-й порог, а для ряда старых поворотно-лопастных (ПЛ) турбин нормативный 10 %-й уровень может быть превышен в 1,5–2 раза даже в зоне оптимума.

Цель данной статьи — дать представление и обоснование энергетического подхода к определению фактических динамических напряжений в лопастной системе рабочих колес гидротурбин на стадии эксплуатации. Предлагаемый подход позволяет быстро и эффективно проводить инженерную оценку ресурса гидротурбин и своевременно проводить их ремонт или замену.

* РД 24.122.14–89 Методы расчёта на прочность рабочих колёс гидравлических радиально-осевых турбин. М.: Министерство тяжелого машиностроения СССР, 1990. 53 с.

РД 24.122.15–89 Методы расчёта на усталостную прочность лопастей гидравлических поворотно-лопастных турбин. — М.: Министерство тяжелого машиностроения СССР, 1990. 32 с.

Концепция энергетического подхода к оценке динамических напряжений

Предлагаемый в статье подход основывается на энергетических характеристиках турбины, связывая КПД фактического режима эксплуатации с уровнем действующих динамических напряжений в лопастях РК. Он позволяет проводить быструю расчетную оценку «сверху» на базе эксплуатационной характеристики гидротурбины, оценивая интегральное воздействие паразитных (не принимающих в полезной работе ГТ) вихревых структур потока и не отражая особенности протекающих процессов.

Как известно, при работе ГТ не вся энергия воды идет на совершение полезной работы. Суммарные потери мощности определяются коэффициентом полезного действия (КПД) η гидротурбины, который для большинства мощных ГТ при работе на оптимальных/номинальных параметрах лежит в диапазоне 0,8–0,95. На практике относительную потерю мощности водотока ΔN_i на данном режиме можно приблизительно оценить по формуле [16, 17]

$$\frac{\Delta N_i}{N_i} = \frac{1 - \eta_i}{\eta_i},$$

где η_i и N_i — соответственно КПД и мощность рассматриваемого режима.

В первом приближении при известном расходе Q через турбину и рабочем напоре H КПД может быть рассчитан по известной формуле:

$$\eta = N / (\gamma g Q H),$$

где N — мощность, g — ускорение свободного падения, γ — плотность среды.

Величина суммарных потерь энергии зависит от типа и компоновки турбины, ее размеров, быстроходности, режима работы, особенностей конструкции, технологии изготовления и монтажа, а также ряда других факторов. Принято выделять следующие группы потерь энергии:

гидравлические потери, связанные с вихреобразованием при течении воды через турбину, преодолением различных гидравлических сопротивлений (вязкое трение) в проточной части турбины и потерей кинетической энергии на выходе из отсасывающей трубы;

объемные потери, характеризующие перетекание части жидкости через зазоры между подвижными и неподвижными частями агре-

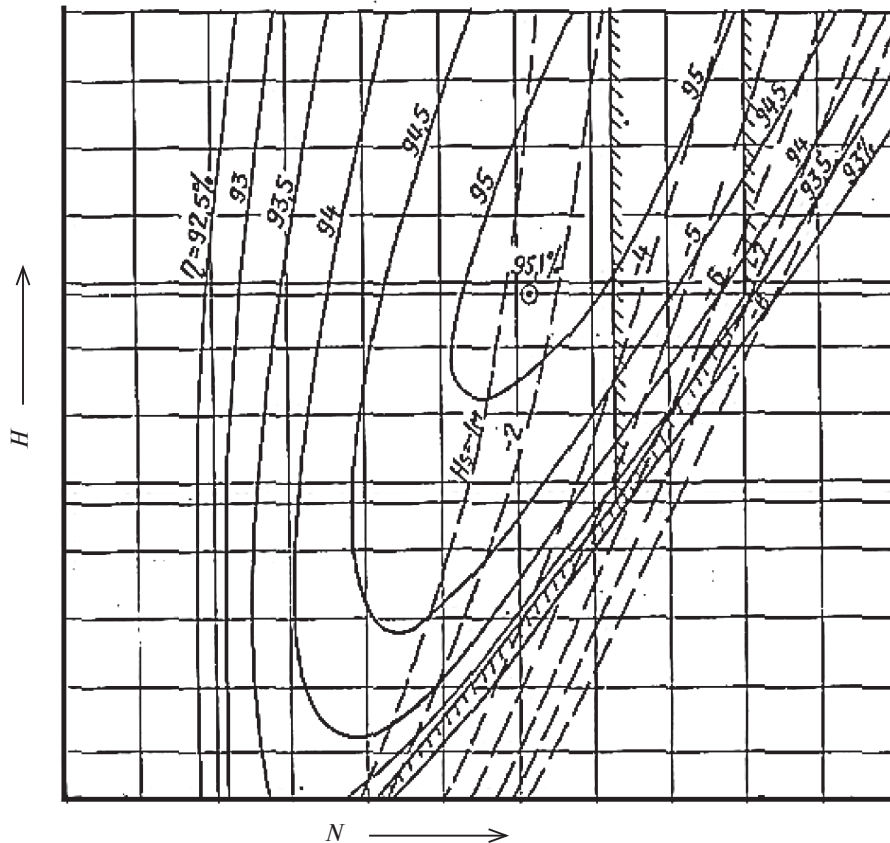


Рис. 1. Пример эксплуатационной характеристики ГТ
 Fig. 1. Example of hydraulic turbines Hill chart

гата, а для ПЛ-турбин еще и протечками воды через зазоры между лопастями и втулкой рабочего колеса;

дисковые потери, обусловленные движением нерабочих поверхностей РК в воде (трение наружных поверхностей ободов и уплотнений радиально-осевого (РО) рабочего колеса о воду; вращение воды в зазорах между РК и неподвижными элементами);

механические потери, вызванные трением в опорных узлах (направляющие подшипники, подпятник) и уплотнениях вала; обычно к механическим потерям ГТ относят потери в турбинном подшипнике (ТП) и уплотнениях вала, а также половину потерь в подпятнике.

Описанные выше группы потерь энергии имеют различную природу и по-разному изменяются в зависимости от режима работы ГТ. На стадии проектирования проводятся соответствующие оценки по каждой группе потерь, которые потом

могут уточняться по результатам модельных или натуральных испытаний. Однако в целях оценки динамического воздействия потока воды на лопастную систему РК натурального агрегата достаточно знать только суммарную величину потерь, которую для каждого режима работы ГТ можно определить по эксплуатационной характеристике.

Эксплуатационная характеристика (рис. 1) представляет собой семейство линий равных КПД, для натурной турбины обычно построенных в координатных осях «мощность N — напор H ». Как правило, фактические значения КПД гидротурбин несколько отличаются от расчетных величин, нанесенных на заводской эксплуатационной характеристике, и могут быть определены по результатам натуральных энергетических испытаний.

В рамках предлагаемой концепции считается, что вся энергия, подведенная к турбине и не совершившая полезной работы, идет на образо-

вание паразитных пульсаций давления, вызывающих динамические напряжения в лопастной системе рабочих колес. Очевидно, что при таком подходе уровень фактических динамических напряжений будет всегда ниже и при расчете идет в запас прочности и ресурса ГТ.

С другой стороны, многочисленные экспериментальные исследования на различных турбинах показывают, что максимальные напряжения в лопастной системе, вызванные гидравлическими нагрузками, прямо пропорциональны величине мощности. Это позволяет предположить, что величину относительных суммарных динамических напряжений σ_a/σ_r (отношение динамической составляющей напряжений на исследуемом режиме σ_a к соот-

ветствующей статической составляющей σ_r от действия гидравлических сил) можно оценить согласно следующему соотношению:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_r} = \frac{1 - \eta_i}{\eta_i}.$$

Целесообразность и возможный диапазон применения предложенного подхода, а также оценка точности и погрешности приведены в следующем разделе.

Результаты исследования

Описанная выше концепция была применена к оценке динамических напряжений ряда турбин, существенно отличающихся по типу (РО, ПЛ), мощности N , скорости вращения n ,

Результаты расчетов динамических напряжений

Тип ГТ	$N_{\text{ном}}, \text{ МВт}$	$H_{\text{ном}}, \text{ м}$	$\eta, \%$			$n, \text{ об/мин}$	$D, \text{ м}$	n_s	$\sigma_a/\sigma_r, \%$				
			ном.	opt	факт.				ном.	opt	факт.	изм.	
РО* ГА(1) ГЭС-1	255	100	91,2	95,3	94,5	125	5,5	231	9,65	4,93	5,82	—	
РО* ГА(2) ГЭС-1	255	100	91,2	95,3	95,0	125	5,5	231	9,65	4,93	5,26	4,2	
РО ГА(3) ГЭС-1	217	96	91,9	93,3	93,1	125	5,5	224	8,80	7,18	7,41	5,6	
РО ГА(4) ГЭС-1	лопасть А лопасть Б	217	96	91,9	93,3	93,2	125	5,5	224	8,80	7,18	7,30	2,8
		217	96	91,9	93,3	93,2	125	5,5	224	8,80	7,18	7,30	2,9
РО ГА(5) ГЭС-1	217	96	91,9	93,3	93,2	125	5,5	224	8,80	7,18	7,30	4,0	
РО ГА(1) ГЭС-2	лопасть А лопасть Б	245	85,5	93,0	95,3	95,1	125	5,5	276	7,53	4,93	5,21	6,3
		245	85,5	93,0	95,3	95,1	125	5,5	276	7,53	4,93	5,21	5,9
РО ГА(2) ГЭС-2	245	85,5	93,0	95,3	95,1	125	5,5	276	7,53	4,93	5,15	4,0	
РО ГА(3) ГЭС-2	лопасть А лопасть Б	245	85,5	93,0	95,3	95,1	125	5,5	276	7,53	4,93	5,19	2,0
		245	85,5	93,0	95,3	95,1	125	5,5	276	7,53	4,93	5,19	2,3
РО ГЭС-3	256	170	92,6	94,3	—	200	—	191	7,99	6,04	—	—	
РО ГЭС-4	305	223	90,5	92,8	—	205	4,8	152	10,5	7,76	—	—	
РО ГЭС-5	508	93	89,5	91,2	—	94	7,5	268	11,7	9,65	—	—	
РО ГЭС-6	640	194	92,0	92,6	—	143	6,8	183	8,70	7,99	—	—	
РО ГЭС-7	340	65,5	95,1	95,6	—	91	7,5	329	5,15	4,60	—	—	
ПЛ ГЭС-8	93	22,7	93,2	95,1	—	88	—	627	7,30	5,15	—	—	
ПЛ ГЭС-9	69	58,5	91,3	—	—	188	4,2	353	9,53	—	—	—	
ПЛ ГЭС-10	72	17	85,4	94,1	93,8	63	8,0	563	17,1	6,30	6,67	—	
ПЛ ГЭС-11	59	14,3	88,0	—	—	62,5	—	630	13,6	—	—	—	
ПЛ ГЭС-12	90	26	86,5	92,0	—	83,3	—	493	15,6	8,70	—	—	

* — новое РК

быстроходности n_s , диаметрам РК D и напорам H . Выборочно результаты расчетов приведены в таблице и на рис. 2. Величины КПД η для номинального (ном.), оптимального (опт) и фактического (факт.) режимов приняты в соответствии с данными эксплуатационных характеристик. Фактический режим соответствует режиму, при котором были проведены испытания на натурном агрегате.

На графике (см. рис. 2) нанесены результаты эксперимента, соответствующие замерам динамических напряжений на натурных агрегатах: по данным прочностных испытаний, выполненных отделом гидроэнергетики и гидроэнергетического оборудования ОАО «НПО ЦКТИ» («эксперимент ЦКТИ») [12, 13] и по данным ЛМЗ («эксперимент ЛМЗ»), а также аппроксимирующая кривая («кривая ЛМЗ») [18]. Экспериментальные данные получены для режимов, близких к номинальному, на которых ГА используется продолжительное время.

На рис. 3 приведены сравнительные данные по величине относительных динамических напряжений, полученные расчетом по предлагаемому энергетическому подходу («расчет»), экспериментально измеренные на одном натурном ГА («эксперимент») и регламентированные нормативным документом** («норматив»). Экспериментальные данные соответствуют максимальному значению по всем точкам измерений (10 из 14 лопастей).

Из представленных результатов можно сделать следующие выводы:

1) предложенный подход хорошо согласуется с результатами экспериментов;

2) экспериментальные величины относительных динамических напряжений на близких к номинальному режимам для большинства РО-турбин не превышают регламентированный РД*** 10% порог; исключение составляют «устаревшие» РО-турбины ГЭС-4 и ГЭС-5, принятые в эксплуатацию в конце 60-х — начале 70-х годов прошлого века;

3) для ПЛ-турбин на номинальном режиме величина динамических напряжений может су-

щественно превысить нормативные 10%****, что необходимо учитывать при оценке ресурса. Данные по ПЛ-турбинам не столь представительны, как для РО, поэтому в настоящее время не могут быть использованы для установления каких-либо закономерностей;

4) относительные динамические напряжения на оптимальном и фактическом режимах эксплуатации меньше соответствующей величины на номинальном режиме: снижение динамики составляет до двух раз для РО и почти до трех раз для ПЛ-турбин;

5) величина относительных динамических напряжений падает с ростом быстроходности турбин; оценку динамических напряжений можно в первом приближении выполнять на базе аппроксимирующей степенной кривой, предложенной ЛМЗ («кривая ЛМЗ» на рис. 2), но с учетом поправки на разброс данных, которая дает увеличение относительных динамических напряжений порядка 1–2%;

6) новые рабочие колеса РО-типа, разработанные в последние годы, имеют улучшенные динамические характеристики, что приводит к снижению относительных динамических напряжений примерно на 2% при фактических режимах эксплуатации ГА;

7) экспериментально измеренные величины динамических напряжений не превышают расчетных значений, полученных на основании предложенного энергетического подхода, что подтверждает возможность использования для консервативной оценки динамических напряжений в лопастной системе ГТ;

8) степень консерватизма энергетического подхода зависит от режима работы ГА; для режимов большой мощности (свыше 60–70% от номинального значения) степень консерватизма минимальна в зоне оптимума эксплуатационной характеристики;

9) предложенный энергетический подход дает возможность оценить динамические напряжения на «непроектных» режимах работы, в том числе на режимах малой частичной мощности, где нормативный подход сильно занижает величины динамических напряжений и потому неприемлем в целях оценки прочности и ресурса.

** РД 24.122.14–89 Методы расчёта на прочность рабочих колёс гидравлических радиально-осевых турбин. М.: Министерство тяжелого машиностроения СССР, 1990. 53 с.

*** РД 24.122.14–89 Методы расчёта на прочность рабочих колёс гидравлических радиально-осевых турбин. М.: Министерство тяжелого машиностроения СССР, 1990. 53 с.

**** РД 24.122.15–89 Методы расчёта на усталостную прочность лопастей гидравлических поворотно-лопастных турбин. — М.: Министерство тяжелого машиностроения СССР, 1990. 32 с.

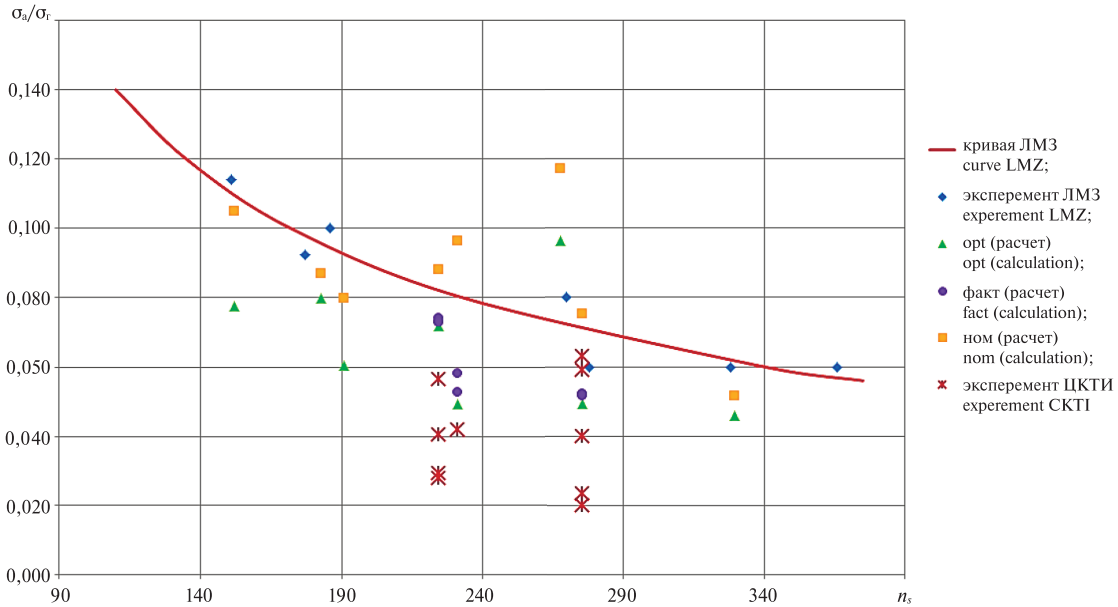


Рис. 2. Относительные динамические напряжения в РО-турбинах
 Fig. 2. Relative dynamic stresses in Francis turbines

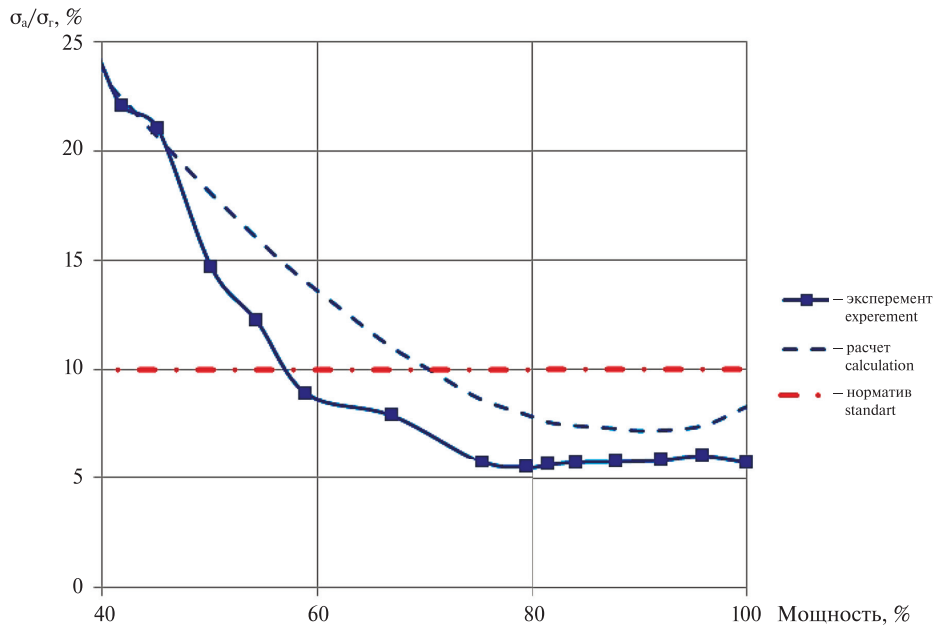


Рис. 3. Сравнение расчета с экспериментом
 Fig. 3. Comparison of calculation and experiment

Заключение

Предложенный способ определения динамических напряжений на основании энергетического подхода дает хорошие результаты и обладает достаточной степенью консерватизма.

В совокупности с простотой и удобством его использования это позволяет проводить уточненные расчеты динамических напряжений без проведения дорогостоящего натурального тензометрирования, что повышает достоверность ресурсных оценок.

Возможность использования предложенного подхода в зоне больших мощностей подтверждена анализом результатов многочисленных натуральных экспериментов. Применение энергетического подхода в диапазоне малых частичных мощностей на практике ограничивается отсутствием достоверных данных по КПД гидротурбины в этой области и недоста-

точностью экспериментальной базы. Разработка инженерных методик оценки динамических напряжений в зоне малых мощностей с учетом современных тенденций по расширению диапазона устойчивой работы гидроагрегатов является перспективным направлением развития тематики ресурса гидротурбин, особенно за пределами проектного срока службы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Xiao R., Wang Z., Luo Y.** Dynamic Stresses in a Francis Turbine Runner Based on Fluid-Structure Interaction Analysis // *Tsinghua Science and Technology*. 2008. Vol. 13. № 5. P. 587–592.
2. **Chirag Trivedi, Bhupendra Gandhi, Cervantes Michel.** Effect of transients on Francis turbine runner life: a review // *Journal of Hydraulic Research*. 2013. Vol. 51. Issue 2. P. 112–132. DOI: 10.1080/00221686.2012.732971
3. **Chirkov D., Scherbakov P., Cherny S., Zakharov A., Skorospelov V., Turuk P.** Mitigation of self-excited oscillations at full load: CFD analysis of air admission and effects of runner design // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2016. Vol. 49. P. 062025. DOI:10.1088/1755–1315/49/6/062025
4. **Yamamoto K., Müller A., Favrel A., Landry C., Avellan F.** Numerical and experimental evidence of the inter-blade cavitation vortex development at deep part load operation of a Francis turbine // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2016. Vol. 49. P. 082005. DOI:10.1088/1755–1315/49/8/082005
5. **Minakov A.V., Sentyabov A.V., Platonov D.V., Dekterev A.A., Gavrilov A.A.** Numerical modeling of flow in the Francis-99 turbine with Reynolds stress model and detached eddy simulation method // *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579. P. 012004. doi:10.1088/1742–6596/579/1/012004
6. **Kuznetsov I., Zakharov A., Arm V., Akulaev R.** Model and prototype investigations of upper partial load unsteady phenomena on the Francis turbine designed for head up to 120 m // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2014. Vol. 22. P. 032032. DOI:10.1088/1755–1315/22/3/032032
7. **Nikiforova K., Semenov G., Kuznetsov I., Spiridonov E.** Numerical investigation of tip clearance cavitation in Kaplan runners // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2016. № 49. P. 072009. DOI:10.1088/1755–1315/49/9/092008
8. **Авдюшенко А.Ю., Черный С.Г., Чирков Д.В., Скорospelov В.А., Турук П.А.** Численное моделирование переходных процессов в гидротурбинах // *Теплофизика и аэромеханика*. 2013. Т. 20. № 5. С. 587–604.
9. **Arpin-Pont J., Gagnon M., Tahan S.A., Coutu A., Thibault D.** Strain gauge measurement uncertainties on hydraulic turbine runner blade // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2012. Vol. 15. P. 062042. DOI:10.1088/1755–1315/15/6/062042
10. **Hans Günther Poll, Jose Carlos Zanutto, Walter Ponge-Ferreira.** Hydraulic power plant machine dynamic diagnosis // *Shock and Vibration*. (2006)13. P. 409–427.
11. **Moisan É., Giacobbi D-B., Gagnon M., Léonard F.** Self-excitation in Francis runner during load rejection // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2014. Vol. 22. P. 032025. DOI:10.1088/1755–1315/22/3/032025
12. **Иванченко И.П.** Экспериментальные исследования напряжений в лопастях радиально-осевых гидротурбин // *Труды ЦКТИ*. 2002. № 290. С. 141–159.
13. **Панов К.А.** Прочностные испытания лопастей радиально-осевых турбин Усть-Илимской ГЭС // В сб.: *Гидравлические машины, гидропневмоприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. Научные труды Международной научно-технической конференции. Санкт-Петербург*, 2016. С. 86–96.
14. **Линник А.В., Рябов А.В.** Экспериментальный стенд ОАО «ТУРБОАТОМ» для физического моделирования гидродинамических процессов в проточных частях моделей поворотных лопастных гидротурбин // *Проблемы машиностроения*. 2014. Т. 17. № 3. С. 3–11.
15. **Колесников А.А.** Направления совершенствования гидротурбинного оборудования ОАО «Силловые машины» // 8-я Научно-техническая конференция «Гидроэнергетика. Новые разработки и технологии», 23–25 октября 2014 г., Санкт-Петербург.
16. **Иванченко И.П., Потемкин А.А.** Надежность лопастных систем гидротурбин. Энергетическое машиностроение (НИИЭинформэнергомаш). 1986. № 1. 40 с.
17. **Георгиевская Е.В., Смелков Л.Л.** Особенности определения динамических напряжений в лопастях мощных радиально-осевых гидротурбин // *Новое в российской электроэнергетике*. № 12. 2016. С. 28–43.
18. **Колесников А.А.** Экспериментальная проверка результатов реализации технических решений, принятых ОАО «Силловые машины» при восстановлении гидротурбин Саяно-Шушенской ГЭС // 9-я Научно-техническая конференция «Гидроэнергетика. Новые разработки и технологии», 23–24 октября 2015 г., Санкт-Петербург.

СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

ГЕОРГИЕВСКАЯ Евгения Викторовна — кандидат технических наук, ОАО «НПО ЦКТИ».
E-mail: GeorgievskajaEV@ckti.ru

REFERENCES

- [1] **Xiao R., Wang Z., Luo Y.** Dynamic Stresses in a Francis Turbine Runner Based on Fluid-Structure Interaction Analysis. *Tsinghua Science and Technology*, 2008. Vol. 13. № 5. P. 587–592.
- [2] **Chirag Trivedi, Bhupendra Gandhi, Cervantes Michel.** Effect of transients on Francis turbine runner life: a review. *Journal of Hydraulic Research*. 2013. Vol. 51. Issue 2. P. 112–132. doi: 10.1080/00221686.2012.732971
- [3] **Chirkov D., Scherbakov P., Cherny S., Zakharov A., Skorospelov V., Turuk P.** Mitigation of self-excited oscillations at full load: CFD analysis of air admission and effects of runner design. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2016. Vol. 49. P. 062025. DOI:10.1088/1755–1315/49/6/062025
- [4] **Yamamoto K., Müller A., Favrel A., Landry C., Avellan F.** Numerical and experimental evidence of the inter-blade cavitation vortex development at deep part load operation of a Francis turbine. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2016. Vol. 49. P. 082005. DOI:10.1088/1755–1315/49/8/082005
- [5] **Minakov A.V., Sentyabov A.V., Platonov D.V., Dekterev A.A., Gavrilov A.A.** Numerical modeling of flow in the Francis-99 turbine with Reynolds stress model and detached eddy simulation method. *Journal of Physics: Conference Series*. 2015. Vol. 579. P. 012004. DOI:10.1088/1742–6596/579/1/012004
- [6] **Kuznetsov I., Zakharov A., Arm V., Akulaev R.** Model and prototype investigations of upper partial load unsteady phenomena on the Francis turbine designed for head up to 120 m. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2014. Vol. 22. P. 032032. DOI:10.1088/1755–1315/22/3/032032
- [7] **Nikiforova K., Semenov G., Kuznetsov I., Spiridonov E.** Numerical investigation of tip clearance cavitation in Kaplan runners. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2016. № 49. P. 072009. DOI:10.1088/1755–1315/49/9/092008
- [8] **Avdyushenko A. Yu., Chernyy S.G., Chirkov D.V., Skorospelov V.A., Turuk P.A.** Chislennoye modelirovaniye perekhodnykh protsessov v gidroturbinakh. *Teplofizika i aeromekhanika*. 2013. T. 20, № 5. S. 587–604. (rus.)
- [9] **Arpin-Pont J., Gagnon M., Tahan S.A., Cou-tu A., Thibault D.** Strain gauge measurement uncertainties on hydraulic turbine runner blade. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2012. Vol. 15. P. 062042. DOI:10.1088/1755–1315/15/6/062042
- [10] **Hans Günther Poll, Jose Carlos Zanutto, Walter Ponge-Ferreira.** Hydraulic power plant machine dynamic diagnosis. *Shock and Vibration*. 2006. 13. P. 409–427.
- [11] **Moisan É., Giacobbi D-B., Gagnon M., Léonard F.** Self-excitation in Francis runner during load rejection. *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science*. 2014. Vol. 22. P. 032025. DOI:10.1088/1755–1315/22/3/032025
- [12] **Ivanchenko I.P.** Eksperimentalnyye issledovaniya napryazheniy v lopastyakh radialno-osevykh gidroturbin. *Trudy TsKTI*. № 290. 2002. S. 141–159. (rus.)
- [13] **Panov K.A.** Prochnostnyye ispytaniya lopastey radialno-osevykh turbin Ust-Ilimskoy GES. *V sb.: Gidravlicheskiye mashiny, gidropnevmoprivody i gidropnevmoaavtomatika. Sovremennoye sostoyaniye i perspektivy razvitiya. Nauchnyye trudy Mezhdunarodnoy nauchno-tekhnicheskoy konferentsii.* Sankt-Peterburg, 2016. S. 86–96. (rus.)
- [14] **Linnik A.V., Ryabov A.V.** Eksperimentalnyy stend ОАО «TURBOATOM» dlya fizicheskogo modelirovaniya gidrodinamicheskikh protsessov v protochnykh chastyakh modelей povorotno-lopastnykh gidroturbin. *Problemy mashinostroyeniya*. 2014. T. 17. № 3. S. 3–11. (rus.)
- [15] **Kolesnikov A.A.** Napravleniya sovershenstvovaniya gidroturbinogo oborudovaniya ОАО «Silovyye mashiny». 8-a Nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya «Gidroenergetika. Novyye razrabotki i tekhnologii», 23–25 oktyabrya 2014 g., Sankt-Peterburg. (rus.)
- [16] **Ivanchenko I.P., Potemkin A.A.** Nadezhnost lopastnykh sistem gidroturbin. *Energeticheskoye mashinostroyeniye (NII Informenergomash)*. 1986. № 1. 40 s. (rus.)
- [17] **Georgievskaja E.V., Smelkov L.L.** Osobennosti opredeleniya dinamicheskikh napryazheniy v lopastyakh moshchnykh radialno-osevykh gidroturbin. *Novoye v rossiyskoy elektroenergetike*. 2016. № 12. S. 28–43. (rus.)
- [18] **Kolesnikov A.A.** Eksperimentalnaya proverka rezultatov realizatsii tekhnicheskikh resheniy, prinyatykh ОАО «Silovyye mashiny» pri vosstanovlenii gidroturbin Sayano-Shushenskoy GES. 9-a Nauchno-tekhnicheskaya konferentsiya «Gidroenergetika. Novyye razrabotki i tekhnologii». 2015. 23–24 oktyabrya. Sankt-Peterburg. (rus.)

AUTHORS

ГЕОРГИЕВСКАЯ Евгения В. — JSC «НПО ЦКТИ».
E-mail: GeorgievskajaEV@ckti.ru

Дата поступления статьи в редакцию: 20 октября 2017 г.