

DOI: 10.18721/JEST.230312

УДК УДК 621.224.7

*З.Ф. Шорохова, Г.И. Топаж, И.П. Иванченко*

ОАО «НПО по исследованию и проектированию энергетического оборудования имени И.И. Ползунова»,  
Санкт-Петербург, Российская Федерация

## **РАЗВИТИЕ ЭКСПРЕСС-МЕТОДИКИ РАСЧЕТА КАВИТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГИДРОТУРБИНЫ**

При расчете кавитационных показателей гидротурбины по экспресс-методике, реализованной в программе «ГРАНИТ», влияние кавитации на распределение давлений учитывается только в зоне образования кавитационной каверны на поверхности лопасти, где возникают растягивающие напряжения. При этом не учитывается, что кавитационная каверна распространяется вниз по потоку за пределы зоны растягивающих напряжений. Данное обстоятельство приводит к систематической погрешности определения кавитационных показателей гидротурбины по указанной экспресс-методике: расчетные величины этих показателей, как правило, оказываются больше соответствующих экспериментальных значений. В работе выполнены анализ и сопоставление результатов расчетных и экспериментальных исследований кавитационных показателей гидротурбин различной быстроходности. Предложены практические рекомендации, позволяющие повысить точность расчета критического кавитационного коэффициента гидротурбины по уточненной экспресс-методике.

ГИДРОТУРБИНА; КАВИТАЦИЯ; КПД; ПРОГРАММА; РАСЧЕТ; ДАВЛЕНИЕ.

*Ссылка при цитировании:*

З.Ф. Шорохова, Г.И. Топаж, И.П. Иванченко. Развитие экспресс-методики расчета кавитационных показателей гидротурбины // *Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки*. 2017. Т. 23. № 3. С. 127–135. DOI: 10.18721/JEST.230312

*Z.F. Shorokhova, G.I. Topazh, I.P. Ivanchenko*

Joint-stock company I.I. Polzunov scientific and development association on research and design of power equipment,  
Saint-Peterburg, Russian Federation

## **DEVELOPMENT OF A RAPID METHOD FOR CALCULATING THE HYDROTURBINE CAVITATION CHARACTERISTICS**

It is noted that when calculating the cavitation indicators of a hydraulic turbine by the rapid method implemented in the GRANITE program, the influence of cavitation on the pressure distribution is taken into account only in the zone of cavitation cavities on the surface of the blade, where tensile stresses occur. The fact that the cavity extends downstream beyond the zone of tensile stresses is not taken into account. This circumstance leads to systematic errors in determining the cavitation indices of the turbine at the specified rapid procedure. In this case the calculated values of the cavitation indicators tend to be greater than the corresponding experimental values. The study presents the analysis and comparison of results of calculation and experimental research of cavitation performance of hydraulic turbines of different specific speed. We have proposed practical recommendations, which have helped to improve the accuracy of the calculation of the critical cavitation coefficient of the hydraulic turbine according to the specified rapid procedure.

HYDROTURBINE; CAVITATION; EFFICIENCY; PROGRAM; CALCULATION; PRESSURE.

Citation:

Z.F. Shorokhova, G.I. Topazh, I.P. Ivanchenko, Development of a rapid method for calculating the hydroturbine cavitation characteristics, *St. Petersburg polytechnic university journal of engineering sciences and technology*, 23 (03) (2017) 127–135, DOI: 10.18721/JEST.230312

### Введение

При развитой кавитации происходит резкое падение КПД гидротурбины и возникают значительные вибрации гидроагрегата. Определение кавитационных показателей гидротурбины имеет большое практическое значение, поскольку от них зависит расположение рабочего колеса относительно уровня нижнего бьефа (что сказывается на стоимости строительства ГЭС), а также надежность и долговечность гидротурбины.

При исследовании кавитации в гидротурбинах ввели понятие кавитационного коэффициента установки, который определяется по формуле

$$\sigma_{уст} = \frac{p_{уст} - p_{вп}}{\rho g H}, \quad (1)$$

где  $p_{уст}$  — условная величина статического давления на выходе из рабочего колеса;  $p_{вп}$  — давление парообразования;  $\rho$  — плотность жидкости;  $H$  — напор.

Минимальное значение  $\sigma_{уст}$ , при котором еще допускается эксплуатация гидротурбины (исходя из условия падения КПД при кавитации), называют критическим кавитационным коэффициентом  $\sigma_{кр}$ . Именно значения  $\sigma_{кр}$  ха-

рактеризуют кавитационные качества гидротурбины, то есть ее способность противостоять кавитации.

В соответствии с международным кодом модельных испытаний гидротурбин в качестве критического кавитационного коэффициента  $\sigma_{кр}$  принято выбирать такое значение  $\sigma_{уст}$ , при котором вследствие кавитации происходит падение КПД на один процент. Как правило, значения  $\sigma_{кр}$  определяют на кавитационных стендах, используя полученную для фиксированного режима экспериментальную зависимость  $\eta = f(\sigma_{уст})$  (рис. 1).

Следует отметить, что экспериментальные исследования кавитационных показателей гидротурбин — очень дорогие и трудоемкие. Поэтому очевидна актуальность и большое практическое значение разработки расчетного метода, позволяющего эффективно и с достаточной точностью определить значение критического кавитационного коэффициента.

Приближенная экспресс-методика расчета критического кавитационного коэффициента предложена в работе [1], в которой справедливо отмечается, что падение КПД гидротурбины происходит при уменьшении  $\sigma_{уст}$  за счет изменения распределения давления по лопасти рабочего колеса при возникновении на ней

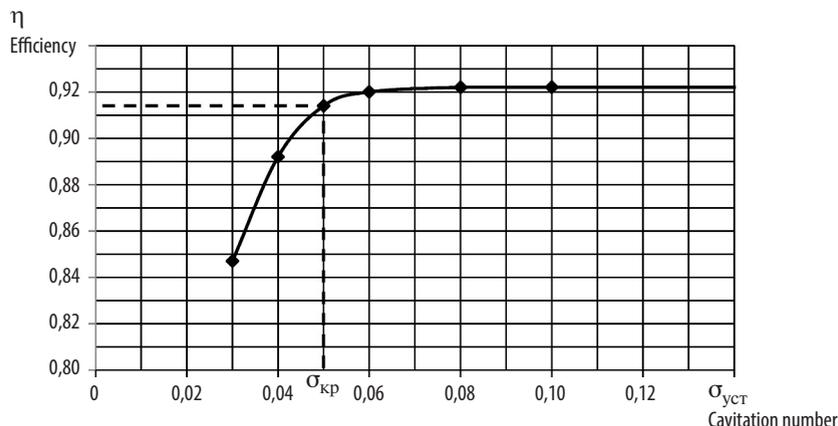


Рис. 1. Зависимость  $\eta = f(\sigma_{уст})$

Fig. 1. The dependence  $\eta = f(\sigma_{уст})$

кавитации. Эта экспресс-методика расчета зависимости относительного КПД  $\eta^* = f(\sigma_{\text{уст}})$  и величины кавитационного коэффициента  $\sigma_{\text{кр}}$  основана на следующих допущениях:

для расчета распределения давлений по лопасти рабочего колеса при ее безкавитационном обтекании использована квазитрехмерная модель течения идеальной жидкости в проточной части гидротурбины;

на участке лопасти, где по результатам расчета безкавитационного обтекания (значения давлений  $p < p_{\text{вп}}$ ) возникает кавитационная камера, величины давления принимаются равными давлению парообразования ( $p = p_{\text{вп}}$ ), а на остальной поверхности лопасти значения давлений сохраняются в соответствии с эпюрой ее бескавитационного обтекания.

Указанная экспресс-методика была запрограммирована и включена в автоматизированный программный комплекс «ГРАНИТ» [2]. Многочисленные расчетные исследования показали, что усовершенствованная экспресс-методика позволяет качественно и эффективно исследовать кавитационные показатели гидротурбины на различных режимах работы, однако в ряде случаев и она дает существенную погрешность расчета значений критического кавитационного коэффициента турбины.

Между тем разработаны эффективные современные численные методы расчета кавитационного трехмерного течения вязкой жидкости, реализованные в компьютерных программах Computational Fluid Dynamics (CFD), ANSYS CFX, Fluent, FINE™/Turbo, Star CD [и др.]. [3–7]. В последние годы на основе указанных методов и программ были выполнены исследования по расчетному определению кавитационных показателей различных типов лопастных гидромашин [8–12], а также детально изучены начальные и развитые стадии кавитационных течений несжимаемой жидкости [13–15]. Выполненные исследования показали, что современные методы расчета кавитационного течения вязкой жидкости позволяют существенно повысить точность расчета кавитационных показателей лопастных гидромашин, однако эти методы расчета очень трудоемки и требуют больших затрат машинного времени. Это обстоятельство практически исключает широкое применение в инженерной практике методов расчета трехмерного кавитационного течения вязкой

жидкости для определения кавитационных показателей гидротурбины. Сказанное особенно относится к решению различных оптимизационных задач, связанных с проектированием рабочих колес гидротурбин.

Что касается экспресс-методики, реализованной в программе «ГРАНИТ», то расчет по ней на персональном компьютере значения критического кавитационного коэффициента турбины для одного режима занимает всего несколько минут машинного времени.

**Цель нашей работы** — развитие существующей экспресс-методики в направлении повышения точности расчета кавитационных показателей гидротурбин за счет более полного учета влияния кавитации на распределение давлений по лопасти рабочего колеса.

#### Уточненная экспресс-методика расчета кавитационных показателей гидротурбины

В настоящее время отсутствуют результаты экспериментальных исследований влияния кавитации на распределение давлений по лопасти вращающегося рабочего колеса гидротурбины. Поэтому рассмотрим результаты, полученные при обтекании одиночных профилей в кавитационной трубе [16]. В работе [16] выполнены замеры распределения коэффициентов давлений по симметричному профилю крыла, обтекаемого с углами атаки  $\alpha_1 = 0-9^\circ$  при различных числах кавитации. Скорость течения воды —  $V_\infty = 12$  м/с; длина хорды профиля равна 100 мм; максимальная толщина профиля  $\delta_{\text{max}} = 12$  мм расположена на расстоянии  $x = 0,3$ , где  $x$  — относительная длина вдоль хорды профиля, отсчитываемая от входной кромки. Значения чисел кавитации  $K = 2(p_\infty - p_{\text{вп}})/\rho V_\infty^2$  менялись в пределах  $K = 0,6-3,0$  за счет изменения статического давления  $p_\infty$  в кавитационной трубе. Значения коэффициентов давления, равные  $p^* = 2(p - p_{\text{вп}})/\rho V_\infty^2$ , определялись в 18 точках дреннированного профиля с помощью монотрических датчиков давления.

С помощью программы «ГРАНИТ» был выполнен расчет распределения коэффициентов давления по профилю этого крыла при его безкавитационном обтекании идеальной жидкостью. Полученные расчетные зависимости практически не отличаются от экспериментальных, за исключением области входной кромки, где при углах атаки возникают большие пики

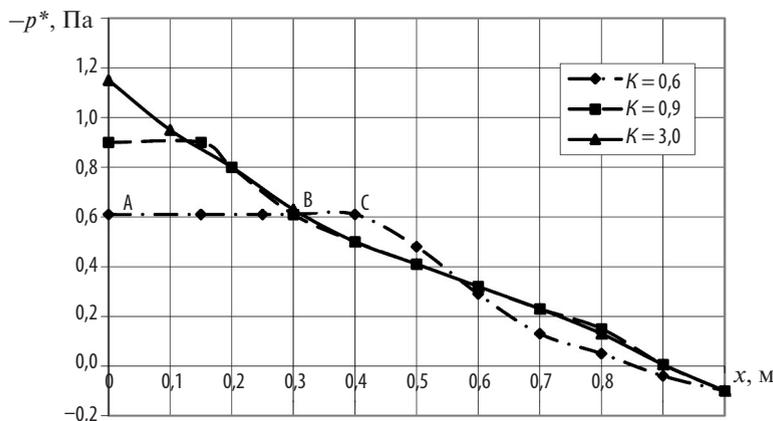


Рис. 2. Зависимости  $p^*(x)$  при различных числах кавитации  $K$

Fig. 2. Dependences of  $p^*(x)$  for different cavitation numbers  $K$

давления, существенно разные для случаев идеальной и вязкой жидкостей.

На рис. 2 представлены полученные в работе [16] экспериментальные зависимости  $p^*(x)$  распределения коэффициентов давления по стороне разряжения (тыльная сторона) профиля крыла при его обтекании с углом атаки  $\alpha_1 = 5^\circ$  при различных числах кавитации.

На рис. 3 приведены экспериментальная зависимость изменения относительного коэффициента подъемной силы крыла от числа кавитации, а также аналогичная зависимость, полученная расчетом по экспресс-методике,

реализованной в программе «ГРАНИТ». Указанные зависимости представляют собой аналогии зависимости  $\eta^* = f(\sigma_{уст})$  (см. рис. 1) для гидротурбин.

Анализ полученных результатов позволяет сделать следующие выводы.

Кавитация оказывает существенное влияние на распределение давления по профилю. Наибольшие изменения эпюры давлений за счет кавитации происходят на стороне разряжения профиля. Коэффициенты давления на другой стороне профиля практически не меняются при различных числах кавитации.

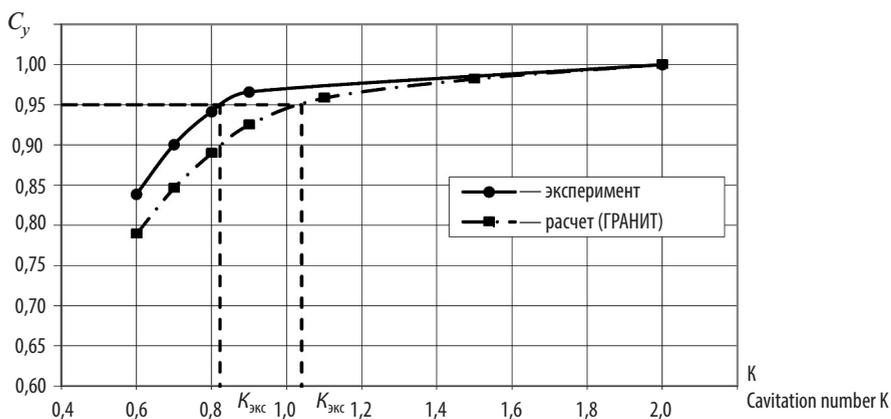


Рис. 3. Зависимости относительного коэффициента  $C_y$  подъемной силы крыла от числа кавитации  $K$

Figure 3: Dependences of the relative coefficient  $C_y$  of lift of the wing on the number of cavitation  $K$

При развитой кавитации на профиле возникает пленочная каверна, в которой давление практически равно давлению парообразования. В зоне каверны величины давления равны давлению парообразования (значения коэффициентов давления равны  $p^* = -K = \text{const}$ ). По мере уменьшения числа кавитации длина каверны увеличивается. Наблюдается характерная особенность развитой кавитации: кавитационная каверна захватывает участок профиля, на котором значения давлений при расчете безкавитационного обтекания были больше давления парообразования. В результате длина каверны оказывается больше длины зоны растягивающих напряжений (см. рис. 2). Эта характерная особенность развитой кавитации отмечается также в работе [9].

По сравнению со случаем безкавитационного обтекания профиля ( $K = 3$  на рис. 2) при кавитации происходит увеличение значений давления на входном участке каверны (в зоне АВ растягивающих напряжений) и уменьшение давлений в зоне ВС на хвосте каверны (см. рис. 2). Увеличение давлений в зоне АВ растягивающих напряжений на тыльной стороне профиля (по сравнению с величинами давлений в этой зоне для случая безкавитационного обтекания профиля) является основной причиной, вызывающей уменьшение коэффициента подъемной силы при кавитации. В таком случае уменьшение при кавитации давлений в зоне ВС каверны (см. рис. 2) (по сравнению с величинами давлений в этой зоне при  $K = 3$ ), наоборот, вызывает увеличение коэффициента подъемной силы. Совокупность указанных факторов определяет вид зависимостей  $C_y = f(K)$  (см. рис. 3) и объясняет, почему при одинаковых значениях чисел кавитации экспериментальные величины коэффициентов подъемной силы всегда больше аналогичных значений, полученных расчетом с помощью экспресс-методики, реализованной в программе «ГРАНИТ». Отметим, что при расчетах с помощью этой экспресс-методики учитывается только влияние кавитации на распределение давлений в зоне АВ растягивающих напряжений, что приводит к систематической погрешности определения расчетной характеристики  $C_y = f(K)$ . Из рис. 3 видно, что для фиксированного значения  $C_y = \text{const}$  расчетное число кавитации, полученное по указанной экс-

пресс-методике, оказывается всегда больше соответствующего экспериментального значения.

Выполненный анализ кавитационного обтекания изолированного профиля показал, что учет влияния кавитации на распределения давлений только в зоне растягивающих напряжений (допущение, принятое в экспресс-методике) приводит к систематической погрешности расчета коэффициента подъемной силы крыла. Рассмотрим достоверность этого вывода применительно к гидротурбинам.

С этой целью в нашей работе были выполнены расчетные исследования кавитационных показателей быстроходной гидротурбины РО75 и тихоходной гидротурбины РО230 с помощью экспресс-методики, реализованной в программе «ГРАНИТ», а также проведено сопоставление полученных результатов расчета с экспериментальными данными.

Для гидротурбины РО230 были использованы данные модельных кавитационных испытаний на энергокавитационном стенде лаборатории водяных турбин ОАО ЛМЗ, в частности получены кавитационные характеристики  $\eta^* = f(\sigma_{уст})$  и экспериментальные значения критического кавитационного коэффициента  $\sigma_{эксп}$ . В табл. 1 для девяти режимов работы гидротурбины РО230, которые определяются величинами приведенных оборотов  $n'_1$  и расхода  $Q'_1$ , даны значения  $\sigma_{эксп}$  и аналогичные расчетные значения  $\sigma_{гран}$ , полученные с помощью указанной экспресс-методики.

Из табл. 1 видно, что для всех рассмотренных режимов расчетные величины  $\sigma_{гран}$  больше соответствующих экспериментальных значений  $\sigma_{эксп}$ .

В данном случае, как и для рассмотренного выше кавитационного обтекания одиночного профиля, учет в существующей экспресс-методике влияния кавитации на распределения давлений только в зоне растягивающих напряжений (где  $p < p_{вп}$ ) дал систематическую погрешность расчета кавитационных показателей гидротурбины РО230.

В табл. 1 приведены значения коэффициентов  $\alpha = \sigma_{гран}/\sigma_{эксп}$ , которые соответствуют относительной погрешности  $\delta = \alpha - 1 = 14\text{--}50\%$  расчетного определения критического кавитационного коэффициента по экспресс-методике, реализованной в программе «ГРАНИТ». Эту

Таблица 1

Результаты кавитационных исследований гидротурбины РО230

Table 1

Results of cavitation studies of a radially axial hydroturbine RO230

Режим	$n_1$ , об/мин	$Q_1$ , м <sup>3</sup> /с	$\sigma_{\text{эксп}}$	$\sigma_{\text{гран}}$	$\alpha$	$\sigma_{\text{кр}}$	$\alpha_1$
1	65,3	0,439	0,031	0,039	1,258	29,3	0,946
2	65,3	0,531	0,049	0,056	1,143	42,1	0,860
3	65,3	0,581	0,042	0,063	1,500	47,4	1,130
4	69,4	0,464	0,035	0,044	1,257	33,1	0,945
5	69,4	0,527	0,047	0,055	1,170	41,4	0,880
6	69,4	0,579	0,041	0,062	1,512,	46,6	1,140
7	73,7	0,457	0,031	0,046	1,484	34,6	1,120
8	73,7	0,523	0,041	0,056	1,191	42,1	0,896
9	73,7	0,577	0,047	0,068	1,447	51	1,088

погрешность можно существенно уменьшить, если принять для гидротурбины РО230 расчетные величины критического кавитационного коэффициента равными  $\sigma_{\text{кр}} = \sigma_{\text{гран}}/\alpha_{\text{ср}}$ , где  $\alpha_{\text{ср}} = (\sum \alpha_i)/9 = 1,329$ .

В табл. 1 приведены для всех режимов полученные таким образом расчетные значения  $\sigma_{\text{кр}}$  и коэффициенты  $\alpha_1 = \sigma_{\text{кр}}/\sigma_{\text{эксп}}$ . Действительно, коэффициенты  $\delta_1 = 1 - \alpha_1$ , характеризующие в этом случае погрешность расчета кавитационных показателей гидротурбины РО230, меняются для всех рассмотренных режимов только в пределах  $\delta_1 = (-14) - (+14) \%$ .

В табл. 2 для шести режимов работы гидротурбины РО75 приведены экспериментальные значения  $\sigma_{\text{эксп}}$  и значения  $\sigma_{\text{гран}}$ , найденные с помощью экспресс-методики по программе «ГРАНИТ». Экспериментальные значения  $\sigma_{\text{эксп}}$  были получены в результате кавитационных исследований гидротурбины РО75, выполненных в ОАО «ТЯЖМАШ».

Из табл. 2 видно, что для гидротурбины РО75, как и для гидротурбины РО230, на всех рассмотренных режимах величины  $\sigma_{\text{гран}}$  больше соответствующих экспериментальных значений  $\sigma_{\text{эксп}}$ . Для этой гидротурбины коэффициенты

Таблица 2

Результаты кавитационных исследований гидротурбины РО75

Table 2

Results of cavitation studies of a radially axial hydroturbine RO75

Режим	$n_1$ , об/мин	$Q_1$ , м <sup>3</sup> /с	$\sigma_{\text{эксп}}$	$\sigma_{\text{гран}}$	$\alpha$	$\sigma_{\text{кр}}$	$\alpha_1$
1	75,9	1,010	0,063	0,076	1,206	0,063	1,004
2	75,9	1,155	0,076	0,095	1,250	0,079	1,040
3	75,9	1,310	0,124	0,132	1,065	0,110	0,886
4	86,2	1,085	0,073	0,092	1,260	0,0765	1,048
5	86,2	1,170	0,075	0,102	1,360	0,085	1,131
6	86,2	1,330	0,126	0,135	1,071	0,0112	0,891

$\alpha = \sigma_{\text{гран}}/\sigma_{\text{экср}}$  и относительная погрешность расчетного определения кавитационного коэффициента по экспресс-методике, реализованной в программе «ГРАНИТ», меняются в пределах  $\delta = \alpha - 1 = (6-36) \%$ . Средняя величина коэффициента  $\alpha_{\text{ср}} = (\Sigma\alpha_i)/6 = 1,2$ , а погрешность расчета значений критического кавитационного коэффициента  $\sigma_{\text{кр}} = \sigma_{\text{гран}}/\alpha_{\text{ср}}$  для всех рассмотренных режимов составляет  $\delta_1 = (-11)-(+13) \%$ .

Заметим, что погрешность  $\delta_1$  расчета критического коэффициента  $\sigma_{\text{кр}}$  обусловлена в основном отличием фактического распределения давлений по поверхности лопасти при ее безкавитационном обтекании трехмерным потоком вязкой жидкости от распределения давлений, найденного в программе «ГРАНИТ» на основе квазитрехмерного течения идеальной жидкости в проточной части гидротурбины.

### Заключение

Основная причина систематической погрешности расчета кавитационных показателей гидротурбины по экспресс-методике, реализованной в программе «ГРАНИТ», заключается в том, что влияние кавитации на распределение давлений только в области поверхности лопасти, где возникают растягивающие напряжения. При этом не учитывается, что при развитой кавита-

ции зона кавитационной каверны, как правило, больше зоны растягивающих напряжений на поверхности лопасти, и это приводит к завышенным значениям кавитационных показателей гидротурбины, получаемых расчетом с помощью существующей экспресс-методике.

С целью исключения указанной систематической погрешности и повышения точности расчета критического кавитационного коэффициента предложена следующая зависимость, полученная на основе сопоставления расчетных и экспериментальных данных для гидротурбин различной быстроходности:

$$\sigma_{\text{кр}} = (0,75-0,85) \sigma_{\text{гран}}, \quad (2)$$

где  $\sigma_{\text{гран}}$  — значение кавитационного коэффициента, найденного по экспресс-методике, реализованной в программе «ГРАНИТ». Большие значения коэффициента в формуле (2) следует принимать для быстроходных гидротурбин.

Такая рекомендация позволяет получить с помощью уточненной экспресс-методики расчетные значения кавитационных показателей гидротурбин, отличающиеся от экспериментальных не более 20 %, что вполне приемлемо при решении многих прикладных задач, связанных с расчетом и проектированием рабочих колес гидротурбин.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Топаж Г.И.** Расчет интегральных гидравлических показателей гидромашин. Л.: Изд-во ЛГУ, 1989. 208 с.
2. **Захаров А.В., Топаж Г.И.** Автоматизированный программный комплекс «Гидродинамический расчет насосов и турбин» // Энергомашиностроение. Труды СПбГПУ. № 491. СПб.: Изд-во Политехнического университета, 2004. С. 80–99.
3. ANSYS CFX Tutorials, ANSYS Inc. Release 12.0, Southpointe, Technology Drive Canonsburg, April, 2009.
4. Theoretical Manual FINE™/Turbo v8,7, Flow Integrated Environment, September, 2009.
5. **Ахметов Ю.М., Калимуллин Р.Р. [и др.]**. Исследование гидродинамических и термодинамических процессов высоконапорного многофазного вихревого течения жидкости // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16. № 2. С. 163–168.
6. **Coutier-Delgosha O.R., Fortes-Patella J.L., Reboud N., Hakimi C. Hirsch.** Stability of preconditioned Navier-Stokes equations associated with a cavitation model // Computers & Fluids № 34. Elsevier Ltd. 2009. P. 319–349.
7. **Константинов С.Ю., Целищев Д.В.** Исследование и совершенствование численных моделей кавитационного массопереноса // Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17. № 3. С. 123–129.
8. **Румахеранг В.М., Топаж Г.И., Захаров А.В.** Методика расчетного определения кавитационных показателей гидротурбин // Научно-технические ведомости СПбГПУ. 2012. № 1(142). С. 112–119.
9. **Панов Л.В.** Численное моделирование стационарных кавитационных течений вязкой жидкости в гидротурбине Френсиса // Теплофизика и аэромеханика. 2012. Т. 19. № 4. С. 461–473.
10. **Смирнова А.Ю., Семенов Г.А., Захаров А.В.** Расчет энергетических и кавитационных характеристик низконапорной горизонтальной гидромашин. СПб.: Издательство Политехнического университета, Сб. науч. тр. 2016. С. 107–113.
11. **Тимушев С.Ф., Федосеев С.Ю.** Определение коэффициента начальной кавитации в центробежном насосе методом вычислительного эксперимента // Вестник МАИ. 2012. Т. 19. № 1. С. 89–93.
12. **Ломакин В.О., Петров Д.И., Кулешова М.С.** Исследование двухфазного течения в осецентробежном колесе методами гидродинамического модели-

рования // Наука и образование. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2014. № 9. С. 45–64.

13. **Зибров В.А., Тряпичкин С.А., Соколовская О.В.** Влияние кавитационных процессов на распространение акустической волны внутри магистрального водопровода // Инженерный вестник Дона. 2013. № 4. С. 52–54.

14. **Алимов М.А., Воробьев Д.А., Хвесюк В.И.** Модель воздействия кавитационного пузырька на стенку канала в несжимаемой жидкости // Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2012, С. 309–323.

15. **Ковалев А.А.** Моделирование кавитационного воздействия на рабочую поверхность изделия, эксплуатируемого в гидродинамической среде. Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана. Электрон. журн. 2013. № 11. С. 25–36.

16. **Большаков Д.С., Старицкий В.Г.** Развитие кавитационной каверны и кавитационной эрозии на цилиндрическом крыле // Лопастные насосы. СПб.: «Машиностроение», 1975. С. 154–157.

### СВЕДЕНИЯ ОБ АВТОРАХ

**ПОРОХОВА Зульфия Фяритьевна** — ОАО «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова». E-mail: zulja\_ku@mail.ru

**ТОПАЖ Григорий Ицкович** — доктор технических наук профессор, Открытое акционерное общество «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова». E-mail: topaj@mail.ru

**ИВАНЧЕНКО Игорь Петрович** — кандидат технических наук доцент, Открытое акционерное общество «Научно-производственное объединение по исследованию и проектированию энергетического оборудования им. И.И. Ползунова». E-mail: hydroturb@ckti.ru

### REFERENCES

1. **Topazh G.I.** Raschet integralnykh gidravlicheskiykh pokazateley gidromashin. L.: Izd-vo LGU. 1989. 208 s.

2. **Zakharov A.V., Topazh G.I.** Avtomatizirovanny programmy kompleks «Gidrodinamicheskiy raschet nasosov i turbin». *Energomashinostroyeniye. Trudy SPb-GPU*. №491, SPb.: Izdatelstvo Politekhnikeskogo universiteta, 2004. S. 80–99. (rus.)

3. ANSYS CFX Tutorials, ANSYS Inc. Release 12.0, Southpointe. Technology Drive Canonsburg. April, 2009.

4. Theoretical Manual FINE™/Turbo v8,7. Flow Integrated Environment, September, 2009.

5. **Akhmetov Yu.M., Kalimullin R.R. [i dr.].** Issledovaniye gidrodinamicheskikh i termodinamicheskikh protsessov vysokonapornogo mnogofaznogo vikhrevogo techeniya zhidkosti. *Vestnik UGATU*, 2012. T. 16. №2. S. 163–168. (rus.)

6. **Coutier-Delgosa O.R, Fortes-Patella J.L, Reboud N, Hakimi C., Hirsch.** Stability of preconditioned Navier-Stokes equations associated with a cavitation model. *Computers & Fluids*. № 34. 2009. P. 319–349. Elsevier Ltd.

7. **Konstantinov S.Yu., Tselishchev D.V.** Issledovaniye i sovershenstvovaniye chislennykh modeley kavitatsionnogo massoperenosa. *Vestnik UGATU*, 2013. T. 17, №3. S. 123–129. (rus.)

8. **Rumakherang V.M., Topazh G.I., Zakharov A.V.** Metodika raschetnogo opredeleniya kavitatsionnykh pokazateley gidroturbin. *Nauchno-tekhnicheskkiye vedomosti SPbGPU*. 2012, S. 112–119. (rus.)

9. **Panov L.V.** Chislennoye modelirovaniye stacionarnykh kavitatsionnykh techeniy vyazkoy zhidkosti v gidroturbine Frensisa. *Teplofizika i aeromekhanika*. T. 19, 2012. №4. S. 461–473. (rus.)

10. **Smirnova A.Yu., Semenov G.A., Zakharov A.V.** Raschet energeticheskikh i kavitatsionnykh kharakteristik nizkonapornoy gorizontальной gidromashiny. SPb.: Izdatelstvo Politekhnikeskogo universiteta: Sb. nauch. tr. Mezhdunar. n.t.k. 2016. S. 107–113. (rus.)

11. **Timushev S. F., Fedoseyev S. Yu.** Opredeleniye koeffitsiyenta nachalnoy kavitatsii v tsentrobezhnom nasose metodom vychislitel'nogo eksperimenta. *Vestnik MAI*. 2012. T. 19. №1. S. 89–93. (rus.)

12. **Lomakin V.O., Petrov D.I., Kuleshova M.S.** Issledovaniye dvukhfaznogo techeniya v osetsentrobezhnom kolese metodami gidrodinamicheskogo modelirovaniya. *Nauka i obrazovaniye. MGTU im. N.E. Baumana*. 2014. №9. S. 45–64. (rus.)

13. **Zibrov V.A., Tryapichkin S.A., Sokolovskaya O.V.** Vliyaniye kavitatsionnykh protsessov na rasprostraneniye akusticheskoy volny vnutri magistral'nogo vodoprovoda. *Inzhenernyy vestnik Dona*. 2013. №4. S. 52–54. (rus.)

14. **Alimov M.A., Vorobyev D.A., Khvesyuk V.I.** Model vozdeystviya kavitatsionnogo puzyrka na stenkuyu kanala v neszhimayemoy zhidkosti. *Nauka i obrazovaniye. MGTU im. N.E. Baumana*, 2012. S. 309–323. (rus.)

15. **Kovalev A.A.** Modelirovaniye kavitatsionnogo vozdeystviya na rabochuyu poverkhnost izdeliya, ekspluatiruyemogo v gidrodinamicheskoy srede. *Nauka i obrazovaniye. MGTU im. N.E. Baumana. Elektron. zhurn*. 2013. № 11. S. 25–36. (rus.)

16. **Bolshakov D.S., Staritskiy V.G.** Razvitiye kavitatsionnoy kaverny i kavitatsionnoy erozii na tsilindricheskoy kryle. SPb.: «Mashinostroyeniye» // Lopastnyye nasosy. 1975. S. 154–157. (rus.)

**AUTHORS**

**SHOROKHOVA Zulfiya F.** — Joint-Stock Company I.I. Polzunov Scientific & Development Association on Research and Design of Power Equipment. E-mail: zulja\_ku@mail.ru

**ТОПАЗН Grigorii I.** — NPO CKTI Joint-Stock Company I.I. Polzunov Scientific & Development Association on Research and Design of Power Equipment. E-mail: topaj@mail.ru

**IVANCHENKO Igor P.** — Joint-Stock Company I.I. Polzunov Scientific & Development Association on Research and Design of Power Equipment. E-mail: hydroturb@ctki.ru

**Дата поступления статьи в редакцию: 4 апреля 2017 г.**