

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-105208>

Оригинальное исследование



# Прогнозирование энергетических и кавитационных характеристик быстроходных радиально-осевых гидротурбин

А.А. Жарковский, В.А. Щур, М. Омран

Санкт-Петербургский Политехнический университет Петра Великого, Санкт-Петербург, Россия

## АННОТАЦИЯ

**Введение.** Кавитация – это явление, которое возникает в лопастных гидравлических машинах: насосах, гидротурбинах, когда давление в определенной области потока достигает уровня давления насыщенного пара. Ее возникновение зависит от конструкции и режима работы гидротурбины (ГТ). Для того, чтобы спроектировать ГТ с высокими кавитационными качествами необходимо уметь надежно предсказывать это явление.

**Цель.** В статье приведено описание подходов к моделированию работы радиально-осевых гидротурбин на основе пакета программ ANSYS.

**Методы.** Лопастная система турбины на напор 75 метров смоделирована с помощью квазитрехмерных методов. Гидродинамические расчёты проведены в однофазной и двухфазной постановках с использованием пакета ANSYS CFX.

**Результаты.** Выполнено проектирование трехмерной твердотельной модели проточной части радиально-осевой гидротурбины с коэффициентом быстроходности  $n_s=283$ . Проточная часть гидротурбины включает спиральную камеру, статор, направляющий аппарат, рабочее колесо и отсасывающую трубу. Проведено расчетное моделирование течения однофазной вязкой жидкости в гидротурбине на разных режимах для построения универсальной характеристики. Найден оптимальный коэффициент полезного действия и рассчитаны характеристики потока. Определены потери в элементах проточной части гидротурбины при различных режимах работы, найдена зона оптимальной работы гидротурбины. Рассчитано кавитационное течение с использованием модели двухфазного потока (вода-пар). Для обеих сторон лопасти рабочего колеса получено распределение давления, по которому можно судить о возможности возникновения кавитации в областях, в которых давление водяного столба меньше давления парообразования. Определено значение критического коэффициента кавитации для трёх наиболее неблагоприятных режимов, построена срывная характеристика – зависимость КПД от коэффициента кавитации. Визуализирована область, занятая паром на лопасти при кавитационном течении, определена ее площадь относительно площади поверхности лопасти.

**Выводы.** Спроектированная гидротурбина имеет хорошие энергетические и кавитационные качества, подтвержденные расчётом. Полученный вариант гидротурбины может быть использован как первоначальный, с дальнейшей оптимизацией лопастной системы и элементов проточной части, для улучшения энергетических и кавитационных качеств.

**Ключевые слова:** гидротурбина; направляющий аппарат; рабочее колесо; отсасывающая труба; кавитация.

## Для цитирования:

Жарковский А.А., Щур В.А., Омран М. Прогнозирование энергетических и кавитационных характеристик быстроходных радиально-осевых гидротурбин // Известия МГТУ «МАМИ». 2022. Т. 16, № 3. С. 225–234. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-105208>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-105208>

Original study article

# Prediction of energy and cavitation characteristics of high specific speed Francis hydraulic turbines

Aleksandr A. Zharkovskiy, Vasiliy A. Schur, Mohammad Omran

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University, Saint Petersburg, Russia

## ABSTRACT

**BACKGROUND:** Cavitation is a phenomenon that occurs in vane hydraulic machines: pumps, hydraulic turbines, when the pressure in a certain area of the flow reaches the level of saturated steam pressure. Its occurrence depends on the design and mode of operation of the hydraulic turbine. In order to design a hydraulic turbine with high cavitation qualities, it is necessary to be able to reliably predict this phenomenon.

**AIMS:** The article describes approaches to modeling the operation of Francis hydraulic turbines based on the ANSYS software package.

**METHODS:** Using quasi-3D methods was modeled turbine blade system with 75 meters head. Hydrodynamic computation carried out in single-phase and two-phase formulations using the ANSYS CFX package.

**RESULTS:** The design of a flow path Francis turbine 3D solid model with a specific speed coefficient  $n_s=283$  has been completed. The flow part of the hydraulic turbine includes a spiral case, a stator, a guide vane, an impeller and a draft tube. Computational modeling of the flow of a single-phase viscous fluid in a hydraulic turbine in different modes was carried out to construct a universal characteristic. The optimal efficiency is found and the flow characteristics are calculated. The losses in the elements of the flow part of the hydroturbine under various operating modes are determined, the zone of optimal operation is found. The cavitation flow is calculated using a two-phase flow model (water-steam). For both sides of the impeller blade, a pressure distribution was obtained, which can be used to judge the possibility of cavitation in areas where the pressure of the water column is less than the vaporization pressure. The value of the critical cavitation coefficient for the three most unfavorable modes was determined, and the dependence of the efficiency on the cavitation coefficient was constructed. The area occupied by steam on the blade during cavitation flow is visualized, its area is determined relative to the surface area of the blade.

**CONCLUSIONS:** The designed hydraulic turbine has good energy and cavitation qualities, confirmed by the calculation. This version of the hydroturbine can be used as the initial one with further optimization of the blade system and elements of the flow path, to improve the energy and cavitation qualities.

**Keywords:** hydraulic turbine; guide vane; impeller; draft tube; cavitation.

## Cite as:

Zharkovskii AA, Schur VA, Omran M. Prediction of energy and cavitation characteristics of high specific speed Francis hydraulic turbines. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2022;16(3):225–234. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-105208>

Received: 22.03.2022

Accepted: 05.08.2022

Published: 15.10.2022

## 1. ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

На гидроэнергетику приходится более 70% производства возобновляемой энергии, и она важна для интеграции других возобновляемых источников энергии и регулирования энергосистемы [1]. Радиально-осевая гидротурбина (РО ГТ) состоит из четырех основных компонентов: спиральной камеры (СК), направляющего аппарата (НА), рабочего колеса (РК) и отсасывающей трубы (ОТ). Проектирование РО ГТ начинается с конструирования РК, которое является наиболее важным элементом ГТ [2]. Вычислительная гидродинамика (CFD) стала одним из методов проектирования с надежными результатами [3]. Методы CFD анализа позволяют рассчитывать течение во всех элементах проточной части и прогнозировать энергетические и кавитационные характеристики гидротурбины. Кавитация – явление, которое возникает в лопастных гидравлических машинах: насосах, гидротурбинах, когда давление в определенной области потока падает ниже давления парообразования, жидкость испаряется и заполняет полости с низким давлением [4]. Ее возникновение зависит от конструкции и режима работы ГТ [5]. Явление кавитации наблюдается в двигательных установках и быстроходных подводных объектах, таких как судовые винты и гидравлические турбомшины. Кавитация вызывает падение энергетических характеристик (КПД, расхода, момента на валу), вибрацию и эрозию [6]. Ущерб от кавитации может быть дорогостоящим и его трудно устранить. Для проектировщиков гидротурбинного оборудования кавитация является первостепенной проблемой. Для того, чтобы спроектировать ГТ с высокими кавитационными качествами необходимо уметь надежно предсказывать это явление. В данной работе была спроектирована радиально-осевая гидротурбина типа РО75 и было проведено исследование энергетической

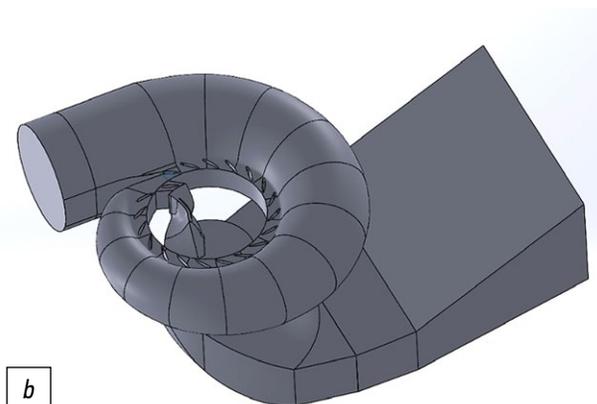
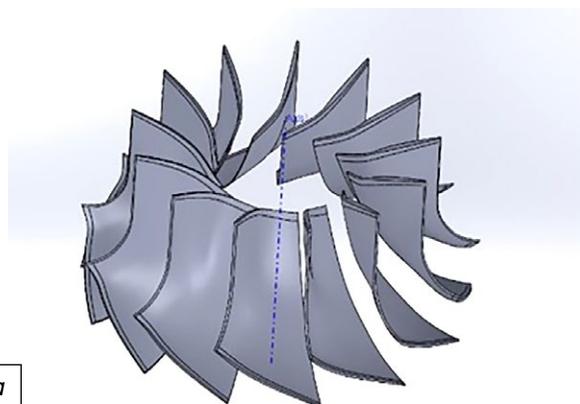
и кавитационной характеристик ГТ на различных режимах работы с использованием методов вычислительной гидродинамики.

## 2. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ГИДРОТУРБИНЫ РО 75

Спроектированная гидротурбина работает на расчетный напор  $H_p=59,2$  м, максимальный напор  $H_{max}=61,05$  м, минимальный напор  $H_{min}=58,35$  м и мощность  $N_p=30$  МВт. На основе рекомендаций [5] определен диаметр РК  $D_1=2,5$  м, частота вращения  $n=250$  об/мин. Проектирование лопастной системы рабочего колеса выполнено на приведенные параметры:  $D_1=1$  м,  $H_1=1$  м,  $n_1=80$  об/мин с использованием пакета САПР ЛС [7]. Данный комплекс предназначен для проектирования и гидродинамического расчета лопастных систем гидротурбин в рамках квазитрехмерной постановки задачи расчета течения в проточной части путем совместного решения двух двумерных задач: осесимметричной в меридианной плоскости и решеточной на расчетных поверхностях тока. Лопасть рабочего колеса проектировалась по семи линиям тока, начиная от периферии до втулки. Углы лопасти были заданы на входной и выходной кромках, толщина лопасти РК задана по определенному закону на всех семи линиях тока. Число лопастей РК – 13 [5].

Гидромеханический расчет спиральной камеры был проведен для 15 сечений из условия одинаковой закрутки потока по закону  $rV_\theta=const$ . Угол охвата спирали  $\varphi=345^\circ$  определен по рекомендациям работы [8]. Угол потока на выходе из спирали по результатам расчета составил  $\delta=29,7^\circ$ .

При построении профилей колонн статора, расположенных в спиральной камере, в качестве скелетной линии профилей был принят отрезок логарифмической



**Рис. 1.** Геометрия исследуемой проточной части гидротурбины РО 75: *a* – лопастная система РК, *b* – проточная часть гидротурбины РО 75.

**Fig. 1.** Geometry of the investigated flow path of the RO 75 hydroturbine: *a* – vane system of the RO, *b* – flow path of the RO 75 hydroturbine.

спирали, которую строят исходя из условия постоянства угла  $\delta$  между касательной к линии тока и касательной к окружности, проходящей через рассматриваемую точку [9]. Число колонн статора было выбрано равным 19, включая зуб спирали.

Функция направляющего аппарата заключается в регулировании расхода воды через гидротурбину в соответствии с заданной мощностью агрегата. При проектировании НА был выбран симметричный профиль лопатки, число лопаток направляющего аппарата – 20 [5].

Изогнутая отсасывающая труба состоит из трех частей: конуса, колена, выходного диффузора. Размеры и очертания отсасывающей трубы определяются отраслевым стандартом ОСТ 108.122.01-76. Геометрия исследуемой проточной части гидротурбины РО 75 показана на рис. 1.

### 3. ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РО 75

**Расчетная сетка** состояла из шести доменов, соединенных интерфейсами. Один домен – спиральная камера, один домен – рабочее колесо (одна лопасть), один домен – направляющий аппарат (одна лопатка) и три домена – отсасывающая труба. Сетка создана с помощью пакета Ansys ICEM\_CFD. Сетка содержала 26 миллионов элементов включая – 9,6 миллионов элементов в спиральной камере, 2,2 миллионов элементов в направляющем аппарате, 6,2 миллионов элементов в рабочем колесе и 8,4 миллионов элементов в отсасывающей трубе.

#### Уравнения математической модели

##### Однофазный поток

Использован при расчетах универсальной характеристики.

Несжимаемая рабочая жидкость – вода. Уравнения движения – RANS-уравнения (Reynolds-averaged Navier-Stokes) [10]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j) &= 0; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}'_j) &= \\ &= -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left[ \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right] \right] + f_i. \end{aligned}$$

Здесь использована сокращенная запись уравнений,  $i, j = 1...3$ , предполагается суммирование по одинаковым индексам. Массовые силы  $f_i$  включают центробежные и кориолисовы силы.

Уравнения Рейнольдса содержат шесть неизвестных

компонентов тензора напряжений и четыре неизвестных параметра осредненного потока – три компоненты скорости и давление. Для замыкания системы уравнений требуются дополнительные уравнения. Была использована  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентности [11]

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon},$$

где:  $\rho$  – плотность,  $C_\mu = 0.09$  – константа  $k$ - $\epsilon$  модели,  $k$  – кинетическая энергия турбулентности,  $\epsilon$  – скорость диссипации кинетической энергии.

##### Двухфазный поток

Использован при расчетах кавитации в гидротурбине. Уравнения движения состоят из осредненного по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса и уравнения переноса объемной доли смеси (вода – пар) [12]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \rho_M}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_M u_j) &= 0; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho_M u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho_M u_i u_j) &= \\ &= -\frac{\partial P}{\partial x_j} \left[ (\mu_M + \mu_T) \left[ \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right] \right] + f_i, \end{aligned}$$

где:  $f_i = -\rho_M \omega u_i - \rho_M \omega (\omega r)$ .

Уравнение массопереноса для смеси жидкость-пар, возникающей при кавитации, определяет перенос объемной доли пара и выражается следующим уравнением:

$$\frac{\partial \rho_v \alpha}{\partial t} + \frac{\partial \rho_v \alpha u_j}{\partial x_j} = S_\alpha = \dot{m}^v + \dot{m}^c,$$

где:  $\rho_v$  – плотность пара,  $\alpha$  – объемная доля пара,  $\dot{m}^v$  и  $\dot{m}^c$  – скорости массопереноса, соответствующие испарению и конденсации, соответственно, в процессе кавитации.

Плотность смеси  $\rho_M$  и динамическая вязкость смеси  $\mu$  определяются как:

$$\rho_M = \rho_v \alpha_v + \rho_l (1 - \alpha_v);$$

$$\mu_M = \mu_v \alpha_v + \mu_l (1 - \alpha_v),$$

где:  $\rho_l$  – плотность жидкости,  $\mu_v$  и  $\mu_l$  – вязкость пара и вязкость жидкости соответственно.

##### Модель турбулентности $k$ - $\epsilon$

Модель массообмена: модель Рэлея-Плессета реализована в многофазной среде как модель межфазного массообмена в коде CFX. Для кавитационного течения

обычно используется однородная многофазная модель. В CFX модель массопереноса основана на упрощенном уравнении Рэлея-Плессета:

$$\dot{m} = -F_v \frac{3r_{nuc}(1-\alpha)\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_v - p}{\rho_1}}, \quad p < p_v;$$

$$\dot{m} = F_c \frac{3\alpha\rho_v}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_v}{\rho_1}}, \quad p > p_v,$$

где:  $p_v$  – давление паров жидкости,  $r_{nuc}$  – объемная доля места зародышеобразования,  $R_B$  – радиус места зародышеобразования,  $F$  – эмпирический коэффициент, который может иметь разные значения для конденсации и испарения, который предназначен для учета того факта, что они могут происходить с разной скоростью. В CFX вышеуказанные коэффициенты по умолчанию установлены:  $r_{nuc} = 5 \cdot 10^{-4}$ ,  $R_B = 1,0 \cdot 10^{-6}$ ,  $F_v = 50$ ,  $F_c = 0,01$  [12].

## 4. ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ

При расчете универсальной характеристики гидротурбины

На входе в спиральную камеру задавалась полная энергия  $E_{СК}$  [10]

$$E_{СК} = E_{ОТ} + H.$$

Полная энергия потока в выходном сечении отсасывающей трубы вычислялась по формуле

$$E_{ОТ} = \sigma H + \frac{p_v}{\rho g} - Z_r,$$

где:  $Z_r$  – опорный уровень,  $p_v$  – абсолютное давление насыщенного водяного пара при данной температуре воды,  $\sigma$  – коэффициент кавитации,  $H$  – напор.

Расчет универсальной характеристики проводился при режимах без кавитации, поэтому кавитационный коэффициент принимался  $\sigma = 1$ .

**Таблица 1.** Режимные точки гидротурбины на универсальной характеристике

**Table 1.** Regime points of the hydraulic turbine on the universal characteristic

Режим работы	$Q_1'$ (кг/с)	$n_1'$ (об/мин)	$h_{СП}$
P	1160	80,03	1,4%
A	1159	80,6	1,39%
C	1091	78,8	1,23%

При расчете кавитационных характеристик

Для сокращения времени и ресурсов, необходимых для выполнения кавитационных расчетов, расчет течения был выполнен в следующих доменах – НА, РК, ОТ. На входе в НА задавалась полная энергия  $E_{НА}$  и угол потока на входе. По результатам расчетов спирали угол на входе  $\delta = 29,7^\circ$ :

$$E_{НА} = E_{ОТ} + (H - h_{СП}),$$

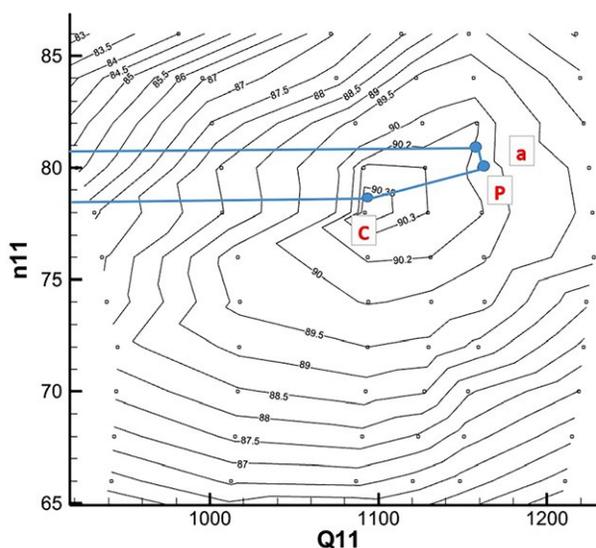
где:  $E_{НА}$  – полная энергия на входе в НА,  $E_{ОТ}$  – полная энергии на выходе ОТ,  $H$  – напор,  $h_{СП}$  – потери энергии в спиральной камере и статоре, которые были определены в предыдущем расчете для трех изученных режимов работы, как показано в таблице 1, при разной величине коэффициента  $\sigma$ . Объемные доли пара и воды принимались равными 0 и 1 соответственно на входе в НА и выходе из ОТ. Давление паров воды – 3169 Па (при температуре 25 °C).

## 5. РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ АНАЛИЗ

Универсальная характеристика гидротурбины

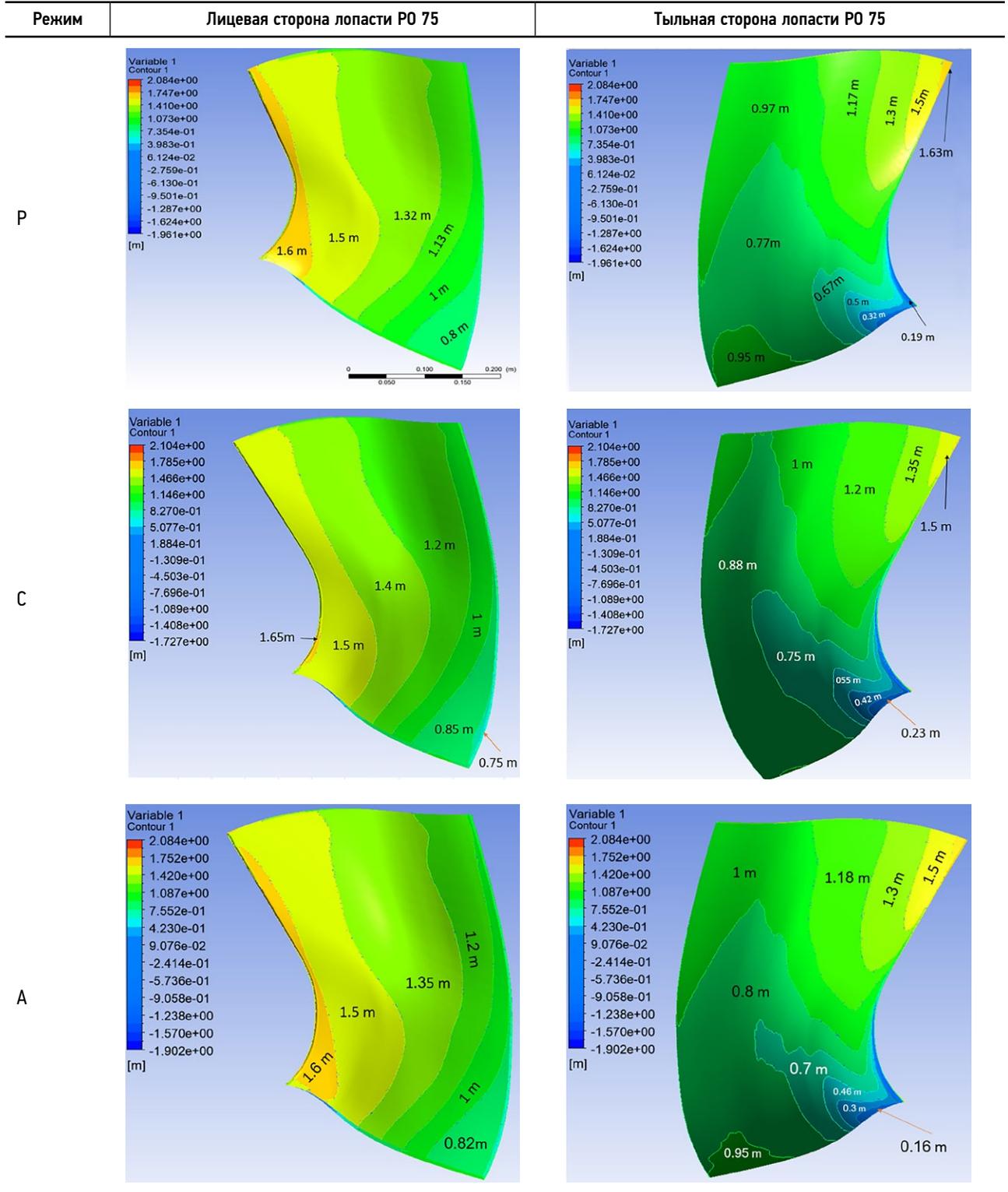
Проведена серия расчетов для построения универсальной характеристики и определения параметров потока на разных режимах работы турбины при напоре  $H=1$  м, диаметре РК  $D_1=1$  м, приведенных частотах вращения в диапазоне 66–86 об/мин и значениях открытия НА в диапазоне  $\alpha_0=68$ –88 мм. Универсальная характеристика исследуемой гидротурбины представлена на рис. 2.

Численный расчет трехмерного однофазного потока дает возможность определить распределение давления на лопасти рабочего колеса и области, в которых может



**Рис. 2.** Расчетная универсальная характеристика.  
**Fig. 2.** Calculated universal characteristic.

**Таблица 2.** Распределение давлений на поверхностях лопасти в зависимости от режима  
**Table 2.** Distribution of pressures on the surfaces of the blade depending on the mode



возникать кавитация. Результаты таких расчетов на трех режимах работы гидротурбины, показаны на рис. 2, где точки Р, С, А – режимы работы, которые соответствуют номинальному, максимальному и минимальному значениям напора. В таблице 2 для обеих сторон лопасти рабочего колеса показано распределение давления, по которому можно судить о возможности возникновения кавитации (области при давлении меньше 0,32 м водяного столба). В дальнейшем возможно улучшение формы лопастей гидротурбины с целью недопущения областей с давлением ниже давления парообразования с использованием численных методов оптимизации формы лопасти.

**Кавитационные характеристики гидротурбины**

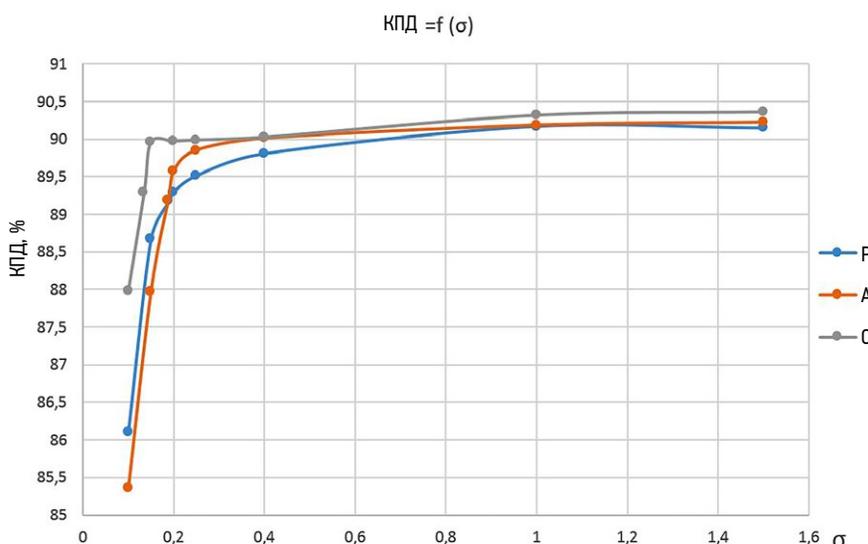
Для определения кавитационных характеристик гидротурбины была проведена серия стационарных расчетов течения смеси жидкость-пар для различных значений коэффициента кавитации  $\sigma$ . В результате

были получены зависимости КПД от коэффициента кавитации –  $\eta(\sigma)$ . При анализе частных кавитационных характеристик число кавитации  $\sigma$  определялось по 1% падению КПД [13]. Опасными режимами работы гидротурбины с точки зрения возникновения кавитации являются точки Р, С и А (рис. 2), именно в этих точках были произведены кавитационные расчеты. Значения коэффициента кавитации  $\sigma$ , при котором начинается кавитация, для трех режимов Р, С, А (рис. 3) соответственно составили 0,178, 0,135, 0,175.

Относительная площадь, занятая кавитацией, определяется отношением

$$S_{cav} = \frac{S^*}{S},$$

где:  $S^*$  – площадь области, в которой давление меньше давления парообразования;  $S$  – полная площадь поверхности лопасти.



**Рис. 3.** КПД гидротурбины в зависимости от  $\sigma$ .  
**Fig. 3.** Efficiency of a hydraulic turbine depending on  $\sigma$ .

**Таблица 3.** Относительные значения площади, занятой кавитацией

**Table 3.** Relative values of the area occupied by cavitation

Р			С			А		
$\sigma$	S cav %	Q (кг/с)	$\sigma$	S cav %	Q (кг/с)	$\sigma$	S cav %	Q (кг/с)
1	0,10	1160,17	1	0,09	1089,37	1	0,11	1160,80
0,4	2,23	1139,37	0,4	2,05	1076,43	0,4	2,17	1139,57
0,2	11,33	1104,80	0,2	8,48	1048,29	0,2	11,50	1105,12
0,178	15,48	1096,90	0,15	18,70	1033,65	0,175	14,80	1099,00
0,15	18,35	1089,00	0,135	21,24	1030,01	0,15	18,30	1089,16
0,1	27,51	1076,30	0,1	27,51	1021,52	0,1	27,48	1075,75

Из результатов расчетов можно видеть, что при  $\sigma=0,1$ , площадь, занятая кавитацией, увеличилась до 27,5%, расход уменьшился до 7,2% в точке Р, до 6,2% в точке С, до 7,3% в точке А. В табл. 3 показаны значения  $S_{cav}$  и расход для различных значений коэффициента  $\sigma$ .

Визуализация областей, занятых паром, на режимах Р, С, А при значениях  $\sigma = 1, 0,4, 0,1$  показана на рисунках в таблице 4.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для гидротурбины P075 выполнено проектирование спиральной камеры, лопасти рабочего колеса с использованием квазитрехмерных методов, направляющего аппарата с симметричным профилем лопатки,

изогнутой отсасывающей трубы по отраслевому стандарту ОСТ 108.122.01-76.

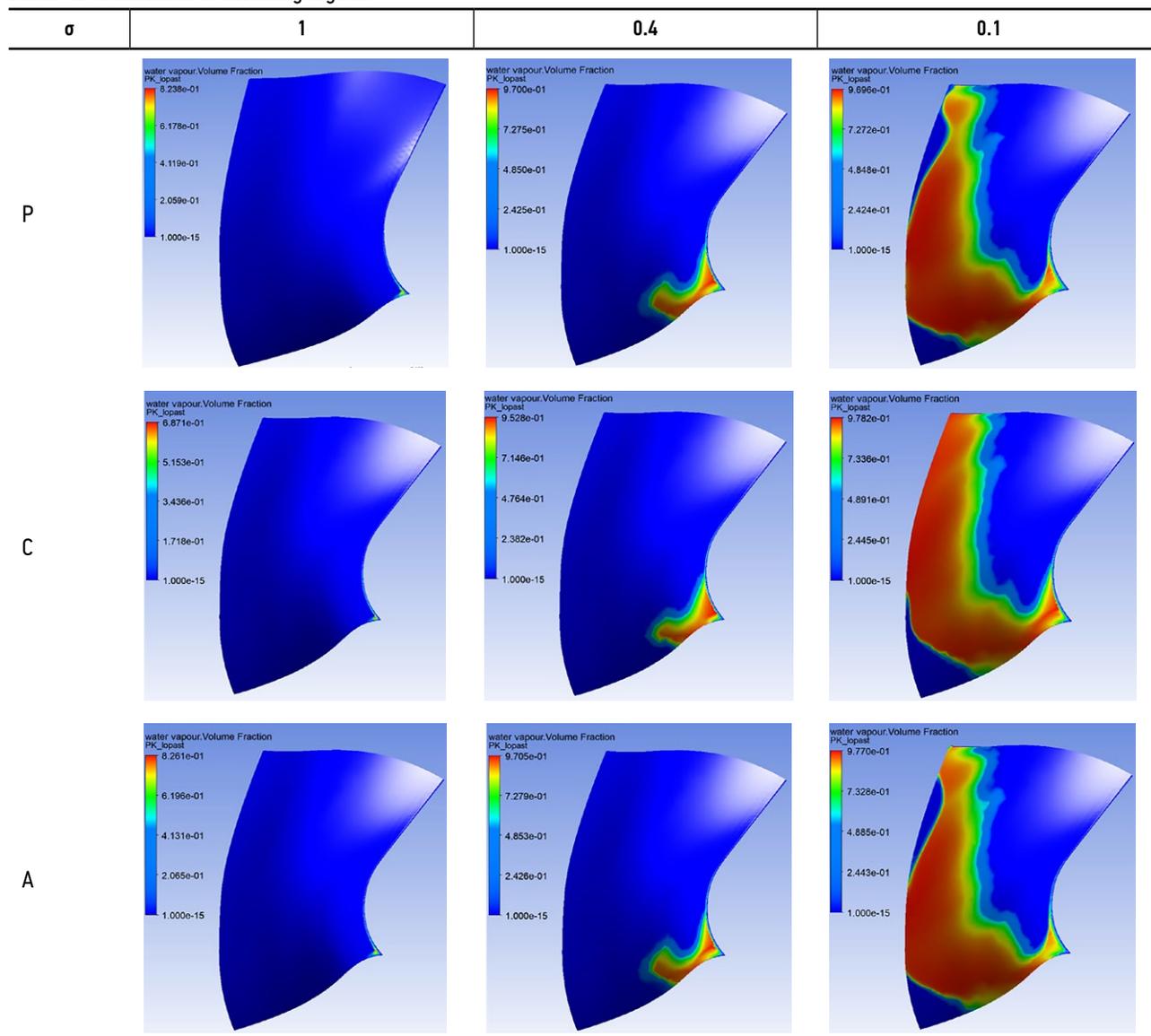
Численным расчетом получена универсальная характеристика гидротурбины на основе моделирования течения однофазной вязкой жидкости с использованием пакета ANSYS CFX.

Рассчитаны кавитационные характеристики гидротурбины с использованием течения двухфазной вязкой жидкости с использованием пакета ANSYS CFX.

Полученный вариант проточной части гидротурбины с коэффициентом быстроходности  $n_s=283$  с использованием квазитрехмерных подходов показал в точке оптимума  $\eta=90,4\%$ , коэффициент кавитации  $\sigma=0,135$ , что можно считать приемлемым для начала процесса оптимизация на следующем этапе отработки проточной части гидротурбины.

**Таблица 4.** Визуализация кавитирующих областей

**Table 4.** Visualization of cavitating regions



Гидравлические потери на номинальном режиме работы в элементах гидротурбины составили в СК – 1,4%, в НА – 1%, в РК – 3,95%, в ОТ – 1,35%.

Расчеты трехмерного двухфазного потока позволили определить области кавитации на поверхности лопасти, которые можно характеризовать относительной площадью  $S_{cov}$ , занимаемой паровой фазой. В дальнейшем эта область подлежит минимизации с использованием методов численной оптимизации.

## ДОПОЛНИТЕЛЬНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

**Вклад авторов.** *О. Махаммад* — поиск публикаций по теме статьи, написание текста рукописи, создание изображений; *В.А. Щур* — редактирование текста рукописи; *А.А. Жарковский* — экспертная оценка, утверждение финальной версии. Все авторы подтверждают соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE* (все авторы внесли существенный вклад в разработку концепции, проведение исследования и подготовку статьи, прочли и одобрили финальную версию перед публикацией).

## ЛИТЕРАТУРА

1. Bunea F., Ciocan G.D., Bucur D.M., et al. Hydraulic Turbine Performance Assessment with Implementation of an Innovative Aeration System // *Water*. 2021. Vol. 13, N 18. P. 2459. doi: 10.3390/w13182459
2. Patel K., Desai J., Chauhan V., et al. Development of Francis Turbine using Computational Fluid Dynamics // *The 11th Asian International Conference on Fluid Machinery and The 3rd Fluid Power Technology Exhibition, November 21–23, 2011, IIT Madras, Chennai, India*. Chennai: IIT Madras, 2011. doi: 10.13140/2.1.2177.4402
3. Shukla M.K., Jain R., Prasad V., et al. CFD Analysis of 3-D Flow for Francis Turbine // *MIT international journal of Mechanical Engineering*. 2011. Vol 1, N 2. P. 93–100.
4. Топаж Г.И. Лопастные гидромашин и гидродинамические передачи. Основы рабочего процесса и расчета гидротурбин. СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2011.
5. Celebioglu K., Altintas B., Aradag S., et al. Numerical research of cavitation on Francis turbine runners // *International Journal of Hydrogen Energy*. 2017. Vol. 42, N 28. P. 17771–17781. doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.03.180
6. Zgolli R., Ennouri M., Kanfoudi H. Modeling of cavitation in hydraulic turbomachinery // *16th International Symposium*

**Конфликт интересов.** Авторы декларируют отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

**Источник финансирования.** Авторы заявляют об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

## ADDITIONAL INFORMATION

**Contribution of authors.** *O. Mohammad* — search for publications on the topic of the article, writing the text of the manuscript, creating images; *V.A. Schur* — editing the text of the manuscript; *A.A. Zharkovskiy* — expert evaluation, approval of the final version. All authors confirm that their authorship meets the international *ICMJE* criteria (all authors made a substantial contribution to the conception of the work, acquisition, analysis, interpretation of data for the work, drafting and revising the work, final approval of the version to be published and agree to be accountable for all aspects of the work).

**Competing interests.** The authors declare no any transparent and potential conflict of interests in relation to this article publication.

**Funding source.** This study was not supported by any external sources of funding.

on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Apr 2016, Honolulu, United States. 2016. P. fhal-01894392f.

7. Жарковский А.А., А.В. С.А.и др. Математические модели рабочих процессов лопастных гидромашин. СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2011.
8. Топаж Г.И. Лопастные гидромашин. Выбор основных параметров и элементов проточной части реактивных гидротурбин. СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2006.
9. Барлит В.В. Гидравлические турбины. Киев: Вища школа, 1977.
10. Пугачев П.В., Свобода Д.Г., Жарковский А.А. Расчет вязкого течения в лопастных гидромашин с использованием пакета ANSYS CFX. СПб.: Изд-во Политех. ун-та, 2016.
11. Moukalled F., Mangani L., Darwish M. The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics. An Advanced Introduction with OpenFOAM and Matlab. Berlin: Springer, 2016.
12. Gohil P.P., Saini R.P. Numerical Study of Cavitation in Francis Turbine of a Small Hydro Power Plant // *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2015. Vol. 6, N 1. P. 357–365. doi: 10.18869/ACADPUB.JAFM.68.224.24080
13. Панов Л.В. Численное моделирование кавитационных течений вязкой жидкости в гидротурбинах. Автореф. дис. ... канд. тех. наук., Новосибирск, 2014.

## REFERENCES

1. Bunea F., Ciocan GD, Bucur DM, et al. Hydraulic Turbine Performance Assessment with Implementation of an Innovative Aeration System. *Water*. 2021;13(18):2459. doi: 10.3390/w13182459
2. Patel K, Desai J, Chauhan V, et al. Development of Francis Turbine using Computational Fluid Dynamics. In: *The 11th Asian International Conference on Fluid Machinery and The 3rd Fluid Power Technology Exhibition, November 21–23,*

- 2011, IIT Madras, Chennai, India. Chennai: IIT Madras; 2011. doi: 10.13140/2.1.2177.4402
3. Shukla MK, Jain R, Prasad V, et al. CFD Analysis of 3-D Flow for Francis Turbine. *MIT International Journal of Mechanical Engineering*. 2011;1(2):93-100.
4. Topazh G.I. *Lopastnye gidromashiny i gidrodinamicheskie peredachi. Osnovy rabochego protsessa i rascheta gidroturbin*. St. Petersburg: Izd-vo Politekh. un-ta; 2011. (in Russ).
5. Celebioglu K, Altintas B, Aradag S, et al. Numerical research of cavitation on Francis turbine runners. *International Journal of Hydrogen Energy*. 2017;42(28):17771-17781. doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.03.180
6. Zgolli R, Ennouri M, Kanfoudi H. Modeling of cavitation in hydraulic turbomachinery. *16th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery, Apr 2016, Honolulu, United States*. 2016:ffhal-01894392f.
7. Zharkovskiy AA, Grachev AV, Shumilin SA, et al. *Matematicheskie modeli rabochikh pro-tsessov lopastnykh gidromashin*. St. Petersburg: Izd-vo Politekh. un-ta; 2011. (in Russ).
8. Topazh GI. *Lopastnye gidromashiny. Vybor osnovnykh parametrov i elementov protochnoy chasti reaktivnykh gidroturbin*. St. Petersburg: Izd-vo Politekh. un-ta; 2006. (in Russ).
9. Barlit VV. *Gidravlicheskie turbiny*. Kiev: Vishcha shkola; 1977. (in Russ).
10. Pugachev PV, Svoboda DG, Zharkovskiy AA. *Raschet vyazkogo techeniya v lopastnykh gidro-mashinakh s ispolzovaniem paketa ANSYS CFX*. St. Petersburg: Izd-vo Politekh. un-ta; 2016. (in Russ).
11. Moukalled F, Mangani L, Darwish M. *The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics. An Advanced Introduction with OpenFOAM and Matlab*. Berlin: Springer; 2016.
12. Gohil PP, Saini RP. Numerical Study of Cavitation in Francis Turbine of a Small Hydro Power Plant. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2015;6(1):357-365. doi: 10.18869/ACADPUB.JAFM.68.224.24080
13. Panov LV. Chislennoe modelirovanie kavitatsionnykh techeniy vyazkoy zhidkosti v gidro-turbinakh. [dissertation] Avtoref. dis. ... kand. tekh. nauk. Novosibirsk; 2014. (in Russ).

## ОБ АВТОРАХ

**\*Щур Василий Алексеевич**, к.т.н., доцент;  
адрес: Россия, 195251, Санкт-Петербург,  
ул. Политехническая, д. 29;  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9816-4323>;  
eLibrary SPIN: 3626-5109;  
e-mail: [tshur\\_va@spbstu.ru](mailto:tshur_va@spbstu.ru)

**Жарковский Александр Аркадьевич**, профессор, д.т.н.,  
профессор;  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3044-8768>;  
eLibrary SPIN: 3637-7853;  
e-mail: [azharkovsky@gmail.com](mailto:azharkovsky@gmail.com)

**Омран Мохаммад**, аспирант;  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9284-171X>;  
eLibrary SPIN: 5292-5533;  
e-mail: [omran3.m@edu.spbstu.ru](mailto:omran3.m@edu.spbstu.ru)

\*Автор, ответственный за переписку

## AUTHORS' INFO

**\*Vasiliy A. Schur**, Cand. Sci. (Tech.), Associate Professor;  
address: 29 Politekhnikeskaya street,  
195251 Saint Petersburg, Russia;  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9816-4323>;  
eLibrary SPIN: 3626-5109;  
e-mail: [tshur\\_va@spbstu.ru](mailto:tshur_va@spbstu.ru)

**Aleksandr A. Zharkovskiy**, Professor, Dr. Sci. (Tech.),  
Professor;  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3044-8768>;  
eLibrary SPIN: 3637-7853;  
e-mail: [azharkovsky@gmail.com](mailto:azharkovsky@gmail.com)

**Mohammad Omran**, post graduate;  
ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9284-171X>;  
eLibrary SPIN: 5292-5533;  
e-mail: [omran3.m@edu.spbstu.ru](mailto:omran3.m@edu.spbstu.ru)

\*Corresponding author