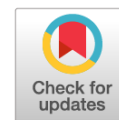


УДК 621.224.7

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-104580>

Оригинальное исследование



Прогнозирование энергетических характеристик обратимой гидромашины на напор до 250 м

В.Н. Селезнев

Силовые машины, Санкт-Петербург, Россия

Санкт-Петербургский политехнический университет им. Петра Великого, Россия

АННОТАЦИЯ

Обоснование. В настоящее время в зоне напоров 50–650 м для ГАЭС наибольшее распространение получили гидроагрегаты с классическими одноступенчатыми радиально-осевыми обратимыми гидромашинами, которые имеют сравнительно простую конструкцию рабочего колеса и цилиндрического направляющего аппарата, достаточно хорошие энергетические показатели, но являются относительно тихходными, крупногабаритными и металлоемкими гидромашинами. Численным исследованиям при проектировании данного типа машин сегодня уделяется особое внимание.

Современная тенденция – проектирование проточных частей на основе численного моделирования течения. Самые известные коммерческие программные продукты, где реализовано численное моделирование методом конечных объемов – это *Ansys Fluent*, *Ansys CFX*, *StarCD*, *Numeca*, *Flow Vision* и *CADRUN*. В рассматриваемой работе расчеты были выполнены с использованием программного комплекса *Ansys CFX* версии 2021R1. На сегодняшний день, ввиду нехватки численных мощностей, остается актуальной задача разработки и использования методики, которая позволит получить приемлемый результат при оптимальных временных затратах на подготовку данных и проведение расчетных исследований.

Цель исследований. В работе представлена «экономичная» методика численного моделирования энергетических характеристик обратимой гидромашины.

Методы исследования. Методика заключается в описании постановки задачи, используемых расчетных сеток и принятых допущений для оптимального использования вычислительных ресурсов без существенной потери точности результатов.

В представленной статье исследуется проточная часть радиально-осевой насос-турбины, предназначенная для применения на максимальный напор до 250 м.

Результаты. Выполнено численное моделирование энергетических характеристик насосного и турбинного режимов. Дано краткое описание постановки задачи, используемых расчетных сеток и принятых допущений. Представлено сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными модельных испытаний. Результаты сравнения представлены в относительном виде для основных параметров: напор, КПД, приведенные частота вращения и расход.

Заключение. Для прогнозирования энергетических характеристик насос-турбин рекомендуется использовать SST модель турбулентности в стационарной постановке. Применение экономичных блочно-структурированных сеток, а также проведение расчетов только в области одной лопатки направляющего аппарата, одной лопасти рабочего колеса и отсасывающей трубы с использованием предварительных результатов расчетов в спиральной камере позволяют оптимально использовать вычислительные ресурсы без существенной потери точности результатов.

Ключевые слова: энергетические характеристики; радиально-осевая насос-турбина; обратимый гидроагрегат; *Ansys CFX*; численное моделирование; проточная часть.

Для цитирования:

Селезнев В.Н. Прогнозирование энергетических характеристик обратимой гидромашины на напор до 250 м // Известия МГТУ «МАМИ». 2022. Т. 16, № 1. С. 13–19. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-104580>

DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-104580>

Original study article

Forecasting the energy characteristics of a reversible hydraulic machine for a head up to 250 m

Vyacheslav N. Seleznev

Power Machines, St. Petersburg, Russia

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

ABSTRACT

BACKGROUND: At present, in the pressure zone of 50–650 m for pumped storage power plants, hydroelectric units with classic single-stage radial-axial reversible hydraulic machines, which have a relatively simple design of the impeller and cylindrical guide vane, have received the most widespread energy performance, but are relatively quiet, large-sized and metal-intensive hydraulic machines. Numerical research and design of this type of machines are given special attention. The current trend is the design of flow parts based on numerical simulation of the flow. The most well-known commercial software products that implement finite volume numerical simulations are Ansys Fluent, Ansys CFX, StarCD, Numeca, Flow Vision and CADRUN. In the work under consideration, the calculations were performed using the Ansys CFX software package version 2021R1. Today, due to the lack of numerical capacity, the task of developing and using a technique that will allow obtaining an acceptable result with optimal time spent on data preparation and computational studies remains an urgent task.

AIMS: The aim of the work was to present an “economical” methodology for numerical simulation of energy characteristics.

METHODS: The methodology consists in describing the problem statement, the computational grids used, and the assumptions made for the optimal use of computing resources without a significant loss in the accuracy of the results.

Object of computational research: The presented article investigates the flow part of a radial-axial pump-turbine designed for application to a maximum head of up to 250 m.

RESULTS: Numerical modeling of power characteristics of on-pump and turbine modes is performed. A brief description of the problem statement, computational grids used, and assumptions made is given. A comparison of calculation results with experimental data of model tests is presented. The comparison results are presented in the relative form for the main parameters: pressure, efficiency, reduced rotational speed and flow rate.

CONCLUSIONS: It is recommended to use SST model of turbulence in a stationary statement in order to predict the power characteristics of pump-turbines. The use of economical block-structured grids, as well as the performing of calculations only in the region of one blade of the guide vanes, one impeller blade and a suction pipe with the use of preliminary results of calculations in a spiral chamber allow using computational resources optimally without significant loss of accuracy of the results.

Keywords: *energy characteristics; radial-axial pump-turbine; reversible hydraulic unit; Ansys CFX; numerical simulation; flow path.*

Cite as:

Seleznev VN. Forecasting the energy characteristics of a reversible hydraulic machine for a head up to 250 m. *Izvestiya MGTU «MAMI»*. 2022;16(1):13–19. DOI: <https://doi.org/10.17816/2074-0530-104580>

Received: 08.03.2022

Accepted: 08.04.2022

Published: 15.04.2022

ВВЕДЕНИЕ

Численному моделированию течений методом конечных объемов с использованием коммерческих продуктов уделено большое внимание. Современное проектирование в области гидромашин не обходится без применения численного моделирования для прогнозирования энергетических характеристик оборудования. Например, в работе [2] представлены расчетные исследования с использованием программного комплекса *Ansys*, в модельной проточной части с радиально-осевым рабочим колесом, включающей подводящий трубопровод и отводящий нижний резервуар. Расчетная сетка составляла порядка 26 млн ячеек, из них спиральная камера – 7,85 млн, направляющий аппарат с 20 лопатками – 6,68 млн, рабочее колесо с 13 лопастями – 9,55 млн. Получено хорошее совпадение с экспериментальными данными. В работе [3] также исследуется влияние расчетных сеток на прогнозирование энергетических характеристик. Для исследования нестационарных явлений выбрана сетка с 14,435 млн ячеек с величиной $Y^+ \approx 10$, при этом интегральные параметры на более грубой сетке (3,735 млн с $Y^+ \approx 100$) отличаются незначительно.

Цель исследований – представить результаты расчета интегральных энергетических характеристик при использовании более экономичных расчетных сеток, дать краткое описание постановки задачи с целью минимизации расчетного времени при сохранении приемлемой точности решения.

ОБЪЕКТ РАСЧЕТНОГО ИССЛЕДОВАНИЯ И ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Исследуемая проточная часть насос-турбины включает в себя: 7-ми лопастное рабочее колесо, 20 лопаток

направляющего аппарата, спиральную камеру с круглыми сечениями и десятью статорными колоннами (включая зуб спирали), изогнутую отсасывающую трубу (рис. 1).

Основные параметры режимов работы, соответствующие натурной насос-турбине представлены в табл. 1.

Расчетные исследования проведены для параметров модельной установки с диаметром рабочего колеса $D_1 = 0,46$ м.

Энергетические испытания в турбинном режиме были выполнены при постоянном напоре $H = 20$ м. На установленном открытии направляющего аппарата $\alpha = \text{const}$ экспериментальные точки назначаются в диапазоне оборотов модели.

Энергетические испытания в насосном режиме проводились при постоянной частоте вращения $n = 900$ об/мин и открытиях направляющего аппарата от минимального до максимального.

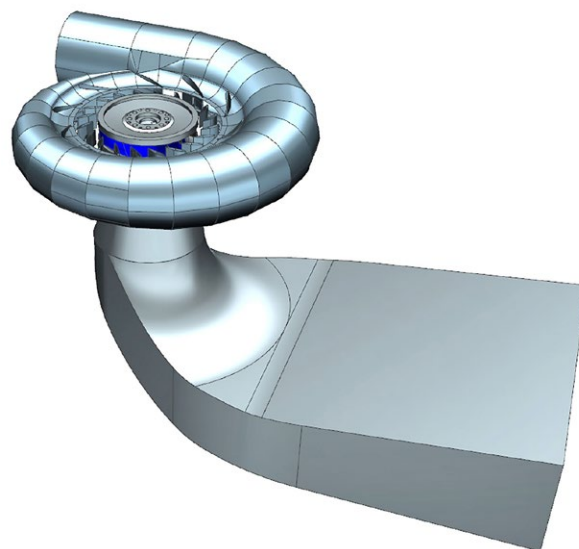


Рис. 1. Геометрия исследуемой проточной части насос-турбины.

Fig. 1. Geometry of the investigated flow part of the pump-turbine.

Таблица 1. Основные параметры режимов работы

Table 1. Basic parameters of operating modes

Наименование параметра	Значение
Напоры нетто в турбинном режиме, м	
- максимальный	218,0
- расчетный	210,0
- минимальный	206,0
Напоры нетто в насосном режиме, м	
- максимальный	232,5
- средний	226,5
- минимальный	220,5
Мощность в турбинном режиме при расчетном напоре, МВт	71,5
Максимальная мощность, потребляемая в насосном режиме, МВт	76,5
Номинальная частота вращения, об/мин	600
Диаметр рабочего колеса (D_1), м	2,21

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ И ИСПОЛЬЗУЕМЫЕ РАСЧЕТНЫЕ СЕТКИ

Расчеты выполнены в программном комплексе *Ansys CFX*. Для расчета энергетических характеристик использовалась модель несжимаемой вязкой жидкости турбулентного течения в стационарной постановке. Расчетная область включала в себя сегменты элементов лопастных систем (одна лопатка направляющего аппарата и одна лопасть рабочего колеса) с периодическими границами в окружном направлении и отсасывающую трубу. Для замыкания системы уравнений Навье-Стокса, осредненных по Рейнольдсу,

использована *SST* модель турбулентности. Интегрирование системы уравнений по времени проводилось с использованием неявной численной схемы с порядком аппроксимации *High Resolution* (2-го порядка). Для пространственной дискретизации уравнений была выбрана схема «направленных разностей» *High Resolution* (2-го порядка) [4].

Для расчетов построена экономичная, блочно-структурированная расчетная сетка. В лопастных каналах расчетная сетка построена с использованием *Ansys TurboGrid*. Количество ячеек в лопастном канале направляющего аппарата – 70 тыс., в области одной лопасти рабочего колеса – 250 тыс. Для построения сетки в отсасывающей трубе для элемента колена и выходного диффузора использовался пакет *ICEMCFD*, для конуса применялся пакет *Ansys meshing* с построением тетраэдральной сетки. Количество ячеек сетки составило 250 тыс. Величина Y^+ составила от 10 до 600. Расчетные сетки представлены на рис. 2.

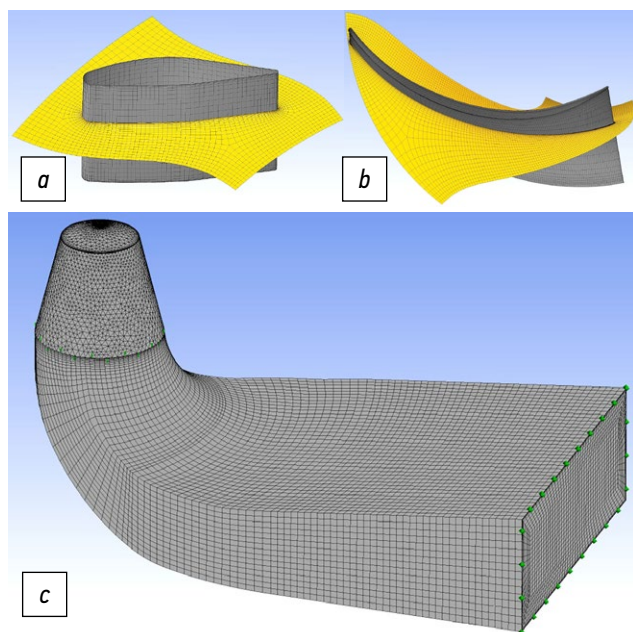


Рис. 2. Используемые расчетные сетки.
Fig. 2. Used calculation grids.

РАСЧЕТ ТЕЧЕНИЯ В СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЕ

Предварительно проводились расчеты по определению зависимости гидравлических потерь в спиральной камере и статоре для турбинного и насосного режимов.

В турбинном режиме при исследовании течения в спиральной камере расчетная область включала также направляющий аппарат. Расчеты проведены для параметров модели: $D_1=0,46$ м и $H=20$ м. На входной границе задавалась величина расхода, на выходной – статическое давление. На рис. 3 представлено поле скоростей и давлений для расхода близкого к оптимуму характеристики. Численные значения параметров указаны в табл. 2. На рис. 4 показано отклонение потерь энергии, полученных

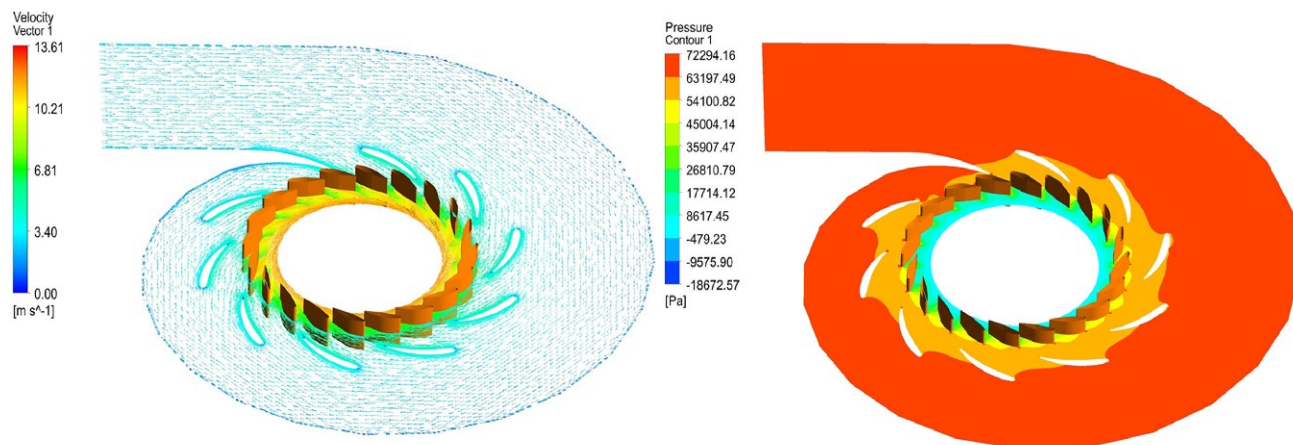


Рис. 3. Поля скоростей и статических давлений в спиральной камере в турбинном режиме.
Fig. 3. Velocity and static pressure fields in a spiral chamber in turbine mode.

в расчете, от аппроксимирующей параболической функции вида $dH=a \cdot Q_{11}^2$. Как видно, функция достаточно точно описывает характер изменения потерь в спиральной камере.

Для оценки потерь давления в спиральной камере в насосном режиме предварительно проведены расчеты в области отсасывающей трубы, рабочего колеса и направляющего аппарата. По результатам расчетов получены зависимости углов выхода потока из рабочего колеса от открытия и расхода, которые задавались на входной границе направляющего аппарата при расчете спиральной камеры. Результаты расчетов представлены в табл. 3 и на рис. 5. Полученные данные аппроксимировались и использовались в дальнейших расчетах потерь в спиральной камере как функция от расхода и открытия направляющего аппарата.

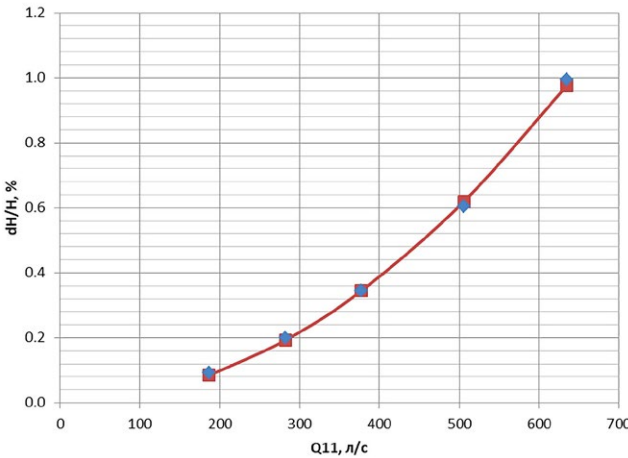


Рис. 4. Зависимость потерь энергии в спиральной камере от расхода.

Fig. 4. The dependence of energy losses in the spiral chamber on the flow.

Таблица 2. Численные значения параметров

Table 2. Numerical values of parameters

$Q_{11}, \text{ м}^3/\text{с}$	$dH/H, \%$	$\delta_{\text{ск}}, ^\circ$	$dH/H, \%$ (где $dH = a \cdot Q_{11}^2$)
0,187	0,093	31,64	0,085
0,282	0,200	31,55	0,193
0,378	0,346	31,46	0,346
0,506	0,604	31,00	0,620
0,635	0,994	31,23	0,976

Таблица 3. Результаты расчетов

Table 3. Calculation results

$a_0, \text{ мм}$	$dH/H, \%$	$H, \text{ м}$	$\alpha_{\text{вх.НА}}, ^\circ$	$Q, \text{ м}^3/\text{с}$
27.6	2.319	12,53	12,53	0,3
27.6	0,784	16,73	16,73	0,375
27.6	0,747	20,34	20,34	0,425
27.6	0,814	26,13	26,13	0,5
27.6	1,593	33,36	33,36	0,575
34.5	1,965	12,53	12,53	0,3
34.5	0,712	16,73	16,73	0,375
34.5	0,556	20,34	20,34	0,425
34.5	0,544	26,13	26,13	0,5
34.5	0,633	33,36	33,36	0,575
41.4	1,992	12,53	12,53	0,3
41.4	1,242	16,73	16,73	0,375
41.4	0,720	20,34	20,34	0,425
41.4	0,414	26,13	26,13	0,5
41,4	0,431	33,36	33,36	0,575

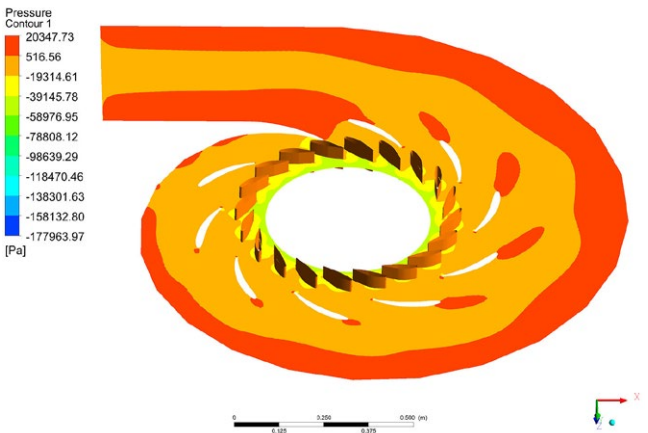
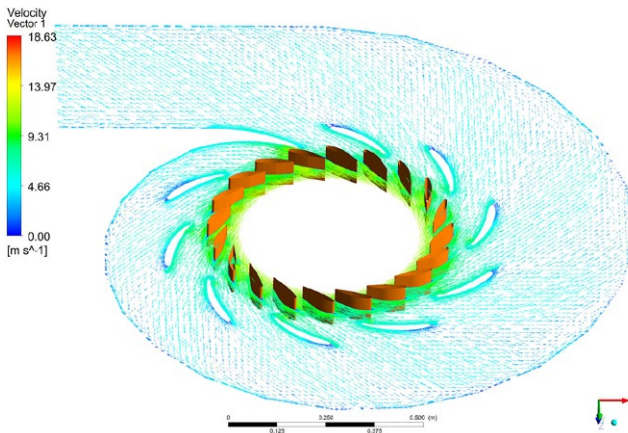


Рис. 5. Поля скоростей и статических давлений в спиральной камере в насосном режиме.

Fig. 5. Velocity and static pressure fields in the spiral chamber in pumping mode.

РАСЧЕТ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТУРБИННОГО И НАСОСНОГО РЕЖИМОВ

Турбинный режим

Для оценки энергетических характеристик выполнены расчеты в области одной лопасти направляющего аппарата с периодическими граничными условиями, одной лопасти рабочего колеса и отсасывающей трубы. На входной границе задавалась полная энергия – *Total Pressure* – с учетом предварительно рассчитанных потерь энергии в спиральной камере и компоненты вектора направления потока. На выходной границе задано нулевое подпорное давление. В ходе расчета выполнялась автоматизированная корректировка входной энергии с выводом задачи на заданный напор, при этом потери в спиральной камере изменялись в зависимости от получаемого расхода в ходе решения. Также проведена оценка объемных и механических потерь в соответствии с зависимостями представленными в статье [5]. На рис. 6 показано сравнение расчетной и экспериментальной зависимостей КПД от расхода при фиксированной частоте вращения $n_{11}=80$ об/мин. Значения КПД представлены в относительном виде (отнесены к максимальному значению КПД).

Как видно из результатов расчетов, полученные расчетные значения КПД хорошо согласуются с экспериментальными данными. Отличия в значениях составляют не более 1,0%.

Насосный режим

Расчет характеристик насосного режима выполнен для параметров модели с диаметром $D_1=0.46$ м

и частотой вращения 900 об/мин. На входной границе отсасывающей трубы задавался расход воды. На выходной границе направляющего аппарата – статическое давление. Напор определялся с учетом потерь в спиральной камере в зависимости от открытия и расхода воды. Сравнение результатов расчетов с модельными испытаниями представлено на рис. 7 для открытия направляющего аппарата близкого к оптимальному.

Наблюдается качественное совпадение результатов расчета и эксперимента. Расхождение в абсолютных значениях не превышает 3% по КПД и 7% по напору. В целом, расчеты подтверждают характеристики, полученные в эксперименте.

ВЫВОДЫ

Для прогнозирования энергетических характеристик насос-турбин рекомендуется использовать SST модель турбулентности в стационарной постановке. Применение экономичных блочно-структурированных сеток, а также проведение расчетов только в области одной лопасти направляющего аппарата, одной лопасти рабочего колеса и отсасывающей трубы с использованием предварительных результатов расчетов в спиральной камере позволяют оптимально использовать вычислительные ресурсы без существенной потери точности результатов.

В турбинном режиме полученные расчетные значения КПД хорошо согласуются с экспериментальными данными. Отличие в значениях составляет не более 1%.

В насосном режиме наблюдается качественное и количественное совпадение результатов расчета

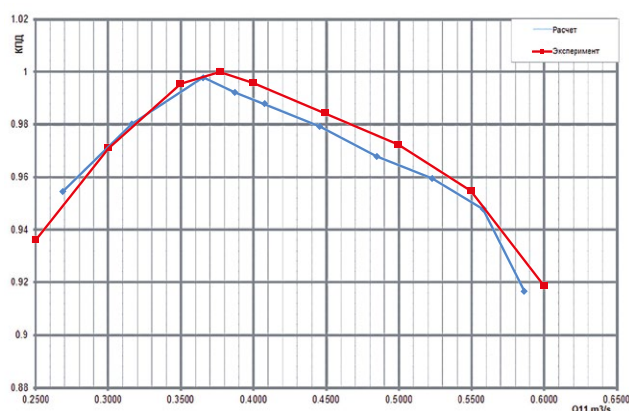


Рис. 6. Сравнение зависимостей относительного КПД от расхода, полученных в расчете и эксперименте при $n_{11}=80$ об/мин в турбинном режиме.

Fig. 6. Comparison of the dependence of the relative efficiency on the flow rate obtained in the calculation and experiment at $n_{11}=80$ rpm in the turbine mode.

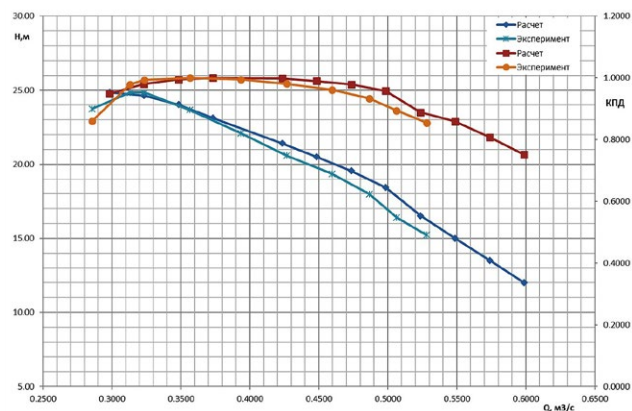


Рис. 7. Сравнение зависимостей относительного КПД и напора от расхода, полученных в расчете и эксперименте при $a_0=\text{const}$ в насосном режиме.

Fig. 7. Comparison of the dependences of the relative efficiency and pressure on the flow rate obtained in the calculation and experiment at $a_0=\text{const}$ in the pumping mode.

и эксперимента. Расхождение в абсолютных значениях не превышает 3% по КПД и 7% по напору. В целом, расчеты подтверждают характеристики, полученные в эксперименте.

ДОПОЛНИТЕЛЬНО

Автор подтверждает соответствие своего авторства международным критериям *ICMJE*.

Конфликт интересов. Автор декларирует отсутствие явных и потенциальных конфликтов интересов, связанных с публикацией настоящей статьи.

Источник финансирования. Автор заявляет об отсутствии внешнего финансирования при проведении исследования.

ADDITIONAL INFORMATION

The author confirms that his authorship complies with the international *ICMJE* criteria.

Competing interests. The author declares that he has no competing interests.

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

ЛИТЕРАТУРА

1. Синюгин В.Ю., Магрук В.И., Родионов В.Г. Гидроаккумулирующие электростанции в современной электроэнергетике. Москва: ЭНАС, 2008.
2. Kaniecki M., Krzemianowski Z. Numerical analysis and laboratory test of a high speed Francis hydraulic turbine. Proceedings of Hydro 2018. Progress through Partnerships; 2018 Oct 15–17; Danzig, Poland. Available from: <https://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-b4296277-5386-4d89-944e-425571686c86/c/111-120.pdf>. Accessed: Jun 13, 2022.
3. Schiffer J., Benigni H., Jaberg H., Ehrenguber M. Reliable prediction of pressure pulsation in the draft tube of a Francis turbine at medium and deep part load: A validation of CFD-results

with experimental data. Proceedings of Hydro 2018. Progress through Partnerships; 2018 Oct 15–17; Danzig, Poland. Available from: <https://graz.pure.elsevier.com/en/publications/reliable-prediction-of-pressure-pulsations-in-the-draft-tube-of-a>. Accessed: Jun 13, 2022.

4. Documentation Ansys CFX 2021R1 [Internet]. Available from: <https://studylib.net/doc/25536336/ansys-cfx-tutorials-2021-r1>. Accessed: Jun 13, 2022.

5. Макаров В.В., Пылев И.М., Пьянов В.И. Объемные и дисковые потери в радиально-осевых гидротурбинах // Энергомашиностроение. 1982. № 1. С. 11–14.

REFERENCES

1. Sinyugin VY, Magruk VI, Rodionov VG. *Gidroakkumuliruyushchie elektrostantsii v sovremennoi elektroenergetike*. Moscow: ENAS; 2008. (In Russ).
2. Kaniecki M, Krzemianowski Z. Numerical analysis and laboratory test of a high speed Francis hydraulic turbine. Proceedings of Hydro 2018. Progress through Partnerships; 2018 Oct 15–17; Danzig, Poland. Available from: <https://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-b4296277-5386-4d89-944e-425571686c86/c/111-120.pdf>. Accessed: Jun 13, 2022.
3. Schiffer J, Benigni H, Jaberg H, Ehrenguber M. Reliable prediction of pressure pulsation in the draft tube of a Francis turbine at medium and deep part load: A validation of CFD-results

with experimental data. Proceedings of Hydro 2018. Progress through Partnerships; 2018 Oct 15–17; Danzig, Poland. Available from: <https://graz.pure.elsevier.com/en/publications/reliable-prediction-of-pressure-pulsations-in-the-draft-tube-of-a>. Accessed: Jun 13, 2022.

4. Documentation Ansys CFX 2021R1 [Internet]. Available from: <https://studylib.net/doc/25536336/ansys-cfx-tutorials-2021-r1>. Accessed: Jun 13, 2022.

5. Makarov VV, Pylev IM, P'yanov VI. Ob'emnye i diskovye poteri v radial'no-osevykh gidroturbi-nakh. *Energomashinostroenie*. 1982;(1):11–14. (In Russ).

ОБ АВТОРЕ

Селезнев Вячеслав Николаевич,
магистр, аспирант,
ведущий инженер-конструктор сектора гидравлических
расчетов;
адрес: Россия, 195009, Санкт-Петербург, ул. Ватутина, д. 3, лит. А;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3275-1250>;
eLibrary SPIN: 1959-9633;
e-mail: Seleznev_VN@power-m.ru

AUTHOR'S INFO

Vyacheslav N. Seleznev,
DS, graduate student,
Lead Design Engineer of Hydraulic Calculations Sector;
address: 3A Vatutina Street, St. Petersburg,
195009, Russia;
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3275-1250>;
eLibrary SPIN: 1959-9633;
e-mail: Seleznev_VN@power-m.ru