ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КАВИТАЦИИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОБРАТИМОЙ ГИДРОМАШИНЫ НА НАПОР ДО 250 М

Селезнев В.Н.

АО «Силовые машины», Санкт-Петербург, Россия

Seleznev VN@power-m.ru

В областях, где расположены в основном расположены тепловые и атомные электростанции, проблема нехватки маневренных мощностей, покрытия пиковых нагрузок и прохождения периодов сниженного энергопотребления решается за счет строительства крупных гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС). Для создания высокоэффективных проточных частей насос-турбин одной из современных тенденций является использование численного моделирования трехмерного течения жидкости. В настоящее время существует множество программных продуктов, в которых реализовано численное моделирование методом конечных объемов. Самые известные среди них Fluent, CFX, StarCD, Numeca, Flow Vision и CADRUN. Верификация расчетной модели остается актуальной задачей. Важно подобрать методику, которая позволит получить приемлемый результат при оптимальных временных затратах на подготовку данных и проведение расчетных исследований.

В статье исследуется проточная часть радиально-осевой насос-турбины, предназначенная для применения на максимальный напор до 250 м. Выполнено численное моделирование процесса кавитации, возникающего в турбинном режиме при существенном удалении от оптимума характеристики. Расчеты выполнены с использованием программного комплекса Ansys CFX версии 2021R1. Дано краткое описание постановки задачи, используемых расчетных сеток и принятых допущений. Представлено сравнение результатов расчетов с экспериментальными данными. Выполнено качественное сравнение областей возникновения кавитации полученного при численном моделировании с данными контроля состояния основного металла и сварных соединений рабочего колеса гидроагрегата методом цветной дефектоскопии.

Целью работы было представить экономичную методику численного моделирования кавитации для определения мест возможного возникновения кавитационного износа. Методика заключается в описании постановки задачи, используемых расчетных сеток и принятых допущений для оптимально использования вычислительных ресурсов без существенной потери точности результатов.

Ключевые слова: кавитация, радиально-осевая насос-турбина, обратимый гидроагрегат, Ansys CFX, численное моделирование.

Для цитирования: Селезнев В.Н. Численное моделирование кавитации в проточной части обратимой гидромашины на напор до 250 м // Известия МГТУ «МАМИ». 2021. № 4 (50). С. 43–48. DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-43-48

Введение

В зоне напоров 50–650 м наибольшее распространение получили обратимые 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 тихоходными, крупногабаритными и металлоемкими гидромашинами [1, стр. 161]. Численным исследованиям и проектированию данного типа машин уделено особое внимание. В статье рассмотрен подход к моделированию кавитации в гидромашинах такого типа.

© Селезнев В.Н., 2021

В октябре 2018 г. на завод АО «Силовые машины» (ЛМЗ) для ремонта поступило рабочее колесо радиально-осевой насос-турбины, предназначенного для работы на максимальном напоре 250 м. Проектированием и поставкой рабочего колеса занималась сторонняя организация и после непродолжительной работы насос-турбинного гидроагрегата (около 2-х лет) оборудование пришло в непригодное для эксплуатации состояние. В ходе работ по восстановлению рабочего колеса был проведен комплексный анализ его состояния, а также режимов эксплуатации. Обычно при определении допустимой высоты всасывания *Hs* решающее значение имеют насосные

режимы [2, стр. 289], однако на поверхностях рабочего колеса были обнаружены следы кавитационных повреждений, характерные для турбинного режима работы. Из анализа режимов работы следует, что эксплуатация гидроагрегата велась на режимах с существенным удалением от оптимума характеристики. Отношение приведенного расхода (Q11) в расчетном токе, к приведенному расходу в оптимуме универсальной характеристики составила $\approx 1,5$, в то время как, по нашему опыту, это соотношение находится в приделах 1.1-1.3, где 1.1 соответствует тихоходным, высоконапорным насос-турбинам. Было сделано предположение о наличии кавитации в турбинном режиме. Для подтверждения предположения были проведены расчетные исследования возникновения кавитации. Расчеты выполнены с использованием программного комплекса Ansys CFX версии 2021R1.

В настоящее время проблеме моделирования кавитационных течений уделяется большое внимание. В частности в работах [3, 4] с использованием программного комплекса *Ansys CFX* для моделирования течения в гидромашинах получено хорошее согласование с экспериментальными данными. В статье рассмотрен подход к моделированию кавитации применительно к обратимой гиромашине.

Объект расчетного исследования и постановка задачи.

На основе имеющейся информации, результатов 3D сканирования и чертежей была восстановлена геометрия проточной части. Исследуемая 3D модель представлена на рис. 1.

Для сокращения времени кавитационных расчетов спиральная камера исключалась из расчетной области. Предварительно проводились расчеты по определению зависимости гидравлических потерь в спиральной камере и статоре для турбинного режима. На входной границе задавалась величина расхода, на выходной – статическое подпорное давление. На рис. 2 показаны результаты расчетов для режима, близкого к оптимальному.

На рис. З показано отклонение потерь энергии, полученных в расчете, от аппроксимирующей параболической функции вида $h = a \cdot Q11^2$. Как видно, функция достаточно точно описывает характер изменения потерь в спиральной камере. В дальнейших расчетах при определении потерь в спиральной камере в турбинном режиме использовалась полученная зависимость.



Рис. 1. Геометрия исследуемой проточной части насос-турбины

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



Рис. 2. Поля скоростей и статического давления в спиральной камере в турбинном режиме Fig. 2. Velocity and static pressure fields in the volute in turbine mode



Рис. 3. Зависимость потерь энергии в спиральной камере от расхода

Fig. 3. Dependence of energy losses in the spiral chamber on the flow rate

Дальнейшие кавитационные расчеты были проведены в области одной лопатки направляющего аппарата с периодическими граничными условиями, всего 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 подпорное давление, соответствующее высоте отсасывания для исследуемого режима. 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. Расчеты выполнены для натурных параметров.

Использовалась модель несжимаемой вязкой жидкости турбулентного течения в стационарной постановке. 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). Кавитационное течение жидкости описывается уравнением Релея-Плессета [5]:

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt}\right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{p_v - p}{\rho_f}, \quad (1)$$

где $R_{_B}$ — радиус пузырьков; $p_{_V}$ — давление внутри пузырька; p — давление жидкости вокруг пузырька; $\rho_{_f}$ — плотность жидкости; σ — коэффициент поверхностного натяжения между жидкостью и паром.

Уравнение переноса массы для единицы объема записывается в виде:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_{nuc}(1-r_g)\rho_g}{R_{nuc}} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{|p_v - p|}{p_f}} \operatorname{sgn}(p_v - p), \ (2)$$

где *г_{пис}* – объемная доля растворенных газов.

Приняты следующие значения констант: $R_{nuc} = 2 \cdot 10^{-6} \text{ м}, r_{nuc} = 5 \cdot 10^{-4} \text{ м}, F_{vap} = 50 - коэф-фициент парообразования, <math>F_{cond} = 0,01 - коэф-фициент конденсации.$

Для расчетов построена экономичная, блочно-структурированная расчетная сетка. В лопастных каналах расчетная сетка построена с использованием *Ansys TurboGrid*. Количество ячеек в лопастном канале направляющего аппарате – 70 тыс., в рабочем колесе – 1800 тыс. (250 тыс. – на одну лопасть). Для построения сетки в отсасывающей трубе для элемента колена и выходного диффузора использовался *ICEMCFD*, для конуса применялся *Ansys Meshing* с построением тетраэдральной сетки. Количество ячеек сетки составило 250 тыс. ячеек. Величина Y+ составила от 10 до 600. Расчетные сетки представлены на рис. 4.

Сравнение результатов расчета кавитации с экспериментальными данными

Для контроля состояния основного металла и сварных соединений рабочего колеса гидроагрегата была выполнена цветная дефектоскопия. На рис. 5 и 6 представлено сопоставление области возникновения паровой фазы, полученной в расчете, с местами повреждений от воздействия кавитации, выявленными при осмотре рабочего колеса.

На представленных рис. 5 и 6 видно качественное согласование результатов численного моделирования с экспериментальными данными. Выполненные кавитационные расчеты подтверждают предположение о возникновении процесса кавитации при работе в турбинном режиме при номинальной мощности. Эксплуатация в данном режиме помимо уноса металла с рабочего колеса от воздействия кавитации характеризуется высокими пульсациями давления, что приводит к снижению надежности и срока службы оборудования.



Рис. 5. Сопоставление области возникновения паровой фазы, полученной в расчете, с местами повреждений от воздействия кавитации на напорной кромке рабочего колеса

Fig. 5. Comparison of the area of occurrence of the vapor phase, obtained in the calculation, with the places of damage from the effect of cavitation on the pressure edge of the impeller



Рис. 6. Сопоставление области возникновения паровой фазы, полученной в расчете, с местами повреждений от воздействия кавитации на всасывающей кромке рабочего колеса

Fig. 6. Comparison of the area of occurrence of the vapor phase, obtained in the calculation, with the places of damage from the effects of cavitation on the suction edge of the impeller

Выводы

Получено качественное согласование результатов численного моделирования с экспериментальными данными. Выполненные кавитационные расчеты подтверждают предположение о возникновении процесса кавитации при работе в турбинном режиме при номинальной мощности. Эксплуатация в данном режиме помимо уноса металла с рабочего колеса от воздействия кавитации характеризуется высокими пульсациями давления, что приводит к снижению надежности и срока службы оборудования.

Использование экономичных блочно-структурированных сеток, а также проведение расчетов только в области одной лопатки направляющего аппарата, всего рабочего колеса и отсасывающей трубы с использованием предварительных результатов расчетов в спиральной камере позволяют оптимально использовать вычислительные ресурсы без существенной потери точности результатов.

Литература

- 1. Синюгин В.Ю., Магрук В.И., Родионов В.Г. Гидроаккумулирующие электростанции в современной электроэнергетике. М.: ЭНАС, 2008. 352 с.
- Кривченко Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. М.: Энергия, 1978. 320 с.
- Rodrigues Cunha M.A., Villa Nova H.F. CAVI-TATION MODELING OF A CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER // 22nd International Congress

of Mechanical Engineering November 03–07, 2013, Ribeirro Petro, Sro Paulo, Brazil.

- Somashekar D., Purushothama Dr. H.R. Numerical Simulation of Cavitation Inception on Radial Flow-Pump IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSRJMCE) ISSN : 2278-1684 Volume 1, Issue 5 (July-August 2012), PP. 21–26 www.iosrjournals.org.
- 5. Documentation Ansys CFX 2021R1.

References

- Sinyugin V.YU., Magruk V.I., Rodionov V.G. Gidroakkumuliruyushchiye elektrostantsii v sovremennoy elektroenergetike [Pumped storage power plants in the modern electric power industry]. Moscow: ENAS Publ., 2008. 352 p.
- Krivchenko G.I. Gidravlicheskiye mashiny: Turbiny i nasosy [Hydraulic machines: Turbines and pumps]. Moscow: Energiya Publ., 1978. 320 p.
- Rodrigues Cunha M.A., Villa Nova H.F. CAVI-TATION MODELING OF A CENTRIFUGAL PUMP IMPELLER // 22nd International Congress of Mechanical Engineering November 03–07, 2013, Ribeirro Petro, Sro Paulo, Brazil
- Somashekar D., Purushothama Dr. H.R. Numerical Simulation of Cavitation Inception on Radial Flow-Pump IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering (IOSRJMCE) ISSN: 2278-1684 Volume 1, Issue 5 (July-August 2012), PP. 21–26 www.iosrjournals.org
- 5. Documentation Ansys CFX 2021R1.

NUMERICAL SIMULATION OF CAVITATION IN THE FLOW PATH OF A REVERSIBLE HYDRAULIC MACHINE FOR A HEAD UP TO 250 M

V.N. Seleznev

JSC Power Machines, Saint Petersburg, Russia Seleznev VN@power-m.ru

In areas where thermal and nuclear power plants are mainly located, the problem of lack of maneuverable capacities, the coverage of peak loads and the passage of periods of reduced energy consumption is solved through the construction of large pumped storage power plants (PSPP). To create highly efficient flow paths for pump-turbines, one of the modern trends is the use of numerical modeling of three-dimensional fluid flow. Nowadays, there are many software products that implement numerical modeling by the finite volume method. The most famous among them are Fluent, CFX, StarCD, Numeca, Flow Vision and CADRUN. Verification of the computational model remains an urgent task. It is important to choose a methodology that will allow you to get an acceptable result with optimal time spent on preparing data and conducting computational studies.

The article examines the flow path of a radial-axial pump-turbine designed for use at a maximum head up to 250 m. Numerical modeling of the cavitation process arising in the turbine mode at a significant distance from the optimum of the characteristic was carried out. The calculations were performed using the Ansys CFX software package, version 2021R1. A brief description of the problem statement, the computational grids used and the assumptions made is given. Comparison of calculation results with experimental data is presented. A qualitative comparison of the cavitation origination regions obtained by numerical simulation with the data of monitoring the state of the base metal and welded joints of the hydroelectric unit impeller by the method of non-destructive testing is carried out.

The aim of the work was to present an "economical" technique for numerical simulation of cavitation to determine the places of possible occurrence of cavitation wear. The technique consists in describing the formulation of the problem, 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.

Keywords: cavitation, radial-axial pump-turbine, reversible hydraulic unit, Ansys CFX, numerical simulation.

Cite as: Seleznev V.N. Numerical simulation of cavitation in the flow path of a reversible hydraulic machine for a head up to 250 m. Izvestiya MGTU «MAMI». 2021. No 4 (50), pp. 43–48 (in Russ.). DOI: 10.31992/2074-0530-2021-50-4-43-48