УДК 532.

РАСЧЕТНО-ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕЧЕНИЯ В ГИДРОТУРБИНАХ

Дектерев Д.А., Платонов Д.В., Минаков А.В.

[1]*Институт теплофизики им.С.С.Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, Россия*
[2]*Сибирский Федеральный Университет, Красноярск, Россия*

Грант РФФИ № 14-08-31586, грант РНФ №14-29-00203

АННОТАЦИЯ

Изготовлен экспериментальный стенд, воспроизводящий полный проточный тракт гидроагрегата РО-230/833-В-677 в масштабе 1/67.6.

Экспериментальные исследования на модели проточного тракта позволили получить данные пульсационных характеристик и распределения скорости за колесом гидротурбины. Визуально отмечено наличие прецессирующего вихря в ряде режимов работы модели гидроагрегата.

Полученные результаты послужили данными для верификации математической модели. Разработана эффективная численная методика моделирования процессов гидродинамики закрученных потоков в гидротурбинах, способная с необходимой точностью воспроизводить как интегральные, так и пульсационные характеристики работы турбины. Разработанная численная методика является универсальной и легко адаптируется к геометрии проточного тракта любой реальной гидротурбины.

Представлены результаты моделирования нестационарного трехмерного течения в проточном тракте гидротурбины РО140/0942-В-625 и РО-230/833-В-677.

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время, как показывает практика, эксплуатация гидротехнических сооружений невозможна, а порой небезопасна, без описания и понимания всех процессов, протекающих в агрегатах. Численное моделирование наряду с дорогостоящим и порой невозможным экспериментом, является одним из надежных методов исследования подобного рода процессов. Тем не менее, численное моделирование требует верификационных данных, с целью получения которых, изготовлена и исследована модель гидроагрегата РО-230/833-В-677 в масштабе 1/67.6.

В работе представлен и протестирован численный алгоритм для моделирования трехмерных нестационарных турбулентных течений в проточном тракте гидротурбины высоконапорных ГЭС.

Целью настоящей работы является анализ низкочастотных пульсаций давления, связанных с ПВЯ, в гидроагрегатах высоконапорных ГЭС. Данный анализ выполнен на основе сопоставления результатов расчетов течения в гидротурбинах РО-230/833-В-677 и РО140/0942-В-625.

АПРОБАЦИЯ РАСЧЕТНОЙ МЕТОДИКИ

В ходе работы спроектирован и изготовлен экспериментальных стенд, в масштабе 1/67.6, воспроизводящий полный проточный тракт гидроагрегата РО-230/833-В-677.

Аэродинамический контур стенда содержит в себе все основные функциональные узлы гидротурбины: улитку, направляющий аппарат, рабочее колесо и отсасывающая труба. Для вращения рабочего колеса используется управляемый компьютером сервопривод, что позволяет проводить измерения на различных режимах работы гидротурбины.

Экспериментальное исследование течения в турбине проведено на аэродинамическом стенде ИТ СО РАН. Схема стенда показана на рис. 1. Расход в турбине создается при помощи воздуходувки, регулируемой частотным преобразователем. Расход в контуре измеряется ультразвуковым расходомером. Вращение рабочего колеса осуществляется с помощью сервопривода, частота оборотов которого может меняться в широких пределах (0-3000об/мин).

Измерение скорости за рабочим колесом осуществлялось при помощи лазерно- доплеровского ане-

мометра ЛАД-06И. Для измерения пульсаций давления использовался измерительный микрофон-шумомер Type 2250 фирмы Bruel&Kjaer. Чувствительность шумомера 54mV/Pa. Сигнал шумомера опрашивался одним из каналов АЦП.

С помощью лазерного ножа и засева потока трассерами осуществлена визуализация потока за рабочим колесом турбины. Проанализирована структура течения. Визуально диагностировано, а затем инструментально и численно подтверждено образование прецессирующего вихревого жгута [1,2] в диффузоре отсасывающей трубы.

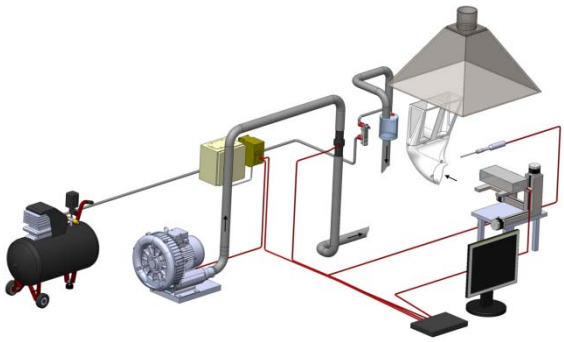


Рис. 1 Схема экспериментального стенда ИТ СО РАН

С помощью LDA (лазерная доплеровская анемометрия) методики впервые для данной гидротурбины измерены профили осевой и тангенциальной скорости и их пульсаций за рабочим колесом. Измерены амплитуда и частота пульсаций давления в диффузоре отсасывающей трубы. Были рассмотрены множество режимов работы турбины. Для тестирования численной методики выбран вариант с максимальным уровнем пульсаций давления. Этому режиму соответствовал расход 20 л/мин и частота вращения рабочего колеса 2200 об/мин. В данном режиме была обнаружена устойчивая прецессия вихря.

При описании течений в проточном тракте гидротурбин приходится сталкиваться с несколькими проблемами. Первая проблема связана с необходимостью моделирования турбулентности в каналах сложной геометрической формы и сильной закрутки потока. При этом для инженерных расчетов требуются модели турбулентности, достаточно точно описывающие не только усредненные поля, но и крупномасштабные пульсации потока.

Вторая проблема при моделировании гидротурбин связана с необходимостью учета вращения рабочего колеса и взаимодействия ротора-статора. Наиболее распространенным и простым способом моделирования вращения рабочего колеса является использование вращающейся системы координат. Такую постановку часто называют “замороженным колесом”. Ниже приведены основные уравнения математической модели, выражающие законы сохранения во вращающейся системе координат.

Уравнение неразрывности (закон сохранения массы):

$$\nabla \cdot v = 0$$

Уравнение количества движения (закон сохранения импульса) во вращающейся системе отсчета для относительных скоростей:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v v) = -\nabla p + \nabla \cdot (\tau^m + \tau^t) + (\rho - \rho_0) g - \rho(2\Omega \times v + \Omega \times (\Omega \times r))$$

где v v– вектор скорости жидкости, τ^m– тензор вязких напряжений, Ω – вектор угловой скорости вращения рабочего колеса, p – статическое давление, ρ– плотность. При переходе во вращающуюся систему координат в правой части уравнения сохранения импульса записываются сила Кориолиса и центробежная сила.

Составляющие тензора вязких напряжений τ^m определяются как:

$$\tau_{il}^m = \mu\left[\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial v_k}{\partial x_k}\right]$$

$$\tau_{ij}^m = \mu\left[\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial v_k}{\partial x_k}\right],$$

где μ – динамическая (молекулярная) вязкость, v_i – компоненты вектора скорости, δ_{ij} δ_{ij} – символ Кронекера.

При построении двухпараметрических моделей турбулентности для определения компонент тензора рейнольдсовых напряжений τ^t используют гипотезу Буссинеска об изотропной турбулентной вязкости:

$$-\rho\overline{v_i' \cdot v_j'} = \mu_t\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\rho k + \mu_t\frac{\partial v_i}{\partial x_i}\right)\delta_{ij}$$

$$-\rho\overline{v_i^t \cdot v_j^t} = \mu_t\left(\frac{\partial v_i}{\partial x_j} + \frac{\partial v_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\left(\rho k + \mu_t\frac{\partial v_i}{\partial x_i}\right)\delta_{ij},$$

где μ_t– турбулентная вязкость, k – кинетическая энергия турбулентных пульсаций.

Метод DES (метод отсоединенных вихрей), использованный в данной работе [4,5], сочетает подходы RANS (уравнения Навье-Стокса, осредненные по рейнольдсу) и LES (метод крупных вихрей). В настоящей работе метод DES основывался на k–ω SST модели Ментера и ограничении турбулентной вязкости:

Геометрия расчетной области включала в себя все основные узлы турбины (спиральная камера, направляющий аппарат, рабочее колесо, отсасывающую трубу) за исключением подводящего водовода. Для расчета использовались неструктурированные сетки различной детализации (от 1 до 4 миллионов узлов).

Сетка была сгущена в области лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата.

Для рассматриваемого режима в диффузоре отсасывающей трубы формируется прецессирующая вихревая структура, которая хорошо видна на изоповерхности давления в DES методе. Поток в отсасывающей трубе прижат к стенкам. По центру формируется мощная область противотока, это способствует образованию прецессирующего вихря. Такая структура течения хорошо согласуется с визуальными наблюдениям. Видно, что в течении присутствует большое количество мелкомасштабных вихревых структур, что говорит о достаточном сеточном разрешении.

Сравнение результатов расчетов с экспериментом по профилям скоростей показано на рис. 2. Видно, что расчет двумя различными методиками удовлетворительно воспроизводит средние значения скоростей и их пульсации. Результаты, получаемые при помощи DES метода в целом ближе к эксперименту. Особенно это проявляется в описании пульсаций скоростей.

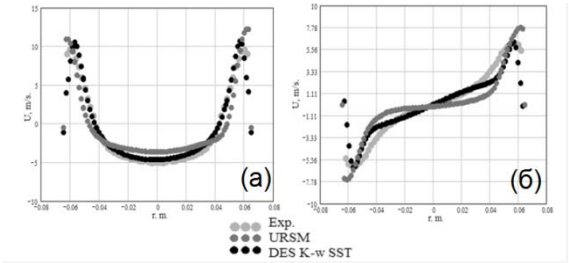


Рис. 2 Схема экспериментального стенда ИТ СО РАН

Сравнение расчетных и экспериментальных спектров давление показано на рис. 3. Как видно, частоты пульсаций давления в расчете (светлая кривая) и эксперименте (темная кривая) хорошо согласуются.

Таким образом, можно резюмировать, что разработана эффективная численная методика моделирования процессов гидродинамики закрученных потоков в гидротурбинах, способная с необходимой точностью воспроизводить как интегральные, так и пульсационные характеристики работы турбины. Разработанная численная методика является универсальной и легко адаптируется к геометрии проточного тракта любой реальной гидротурбины. В результате тестирования получено хорошее согласие результатов расчетов с данными экспериментов по профилям скоростей и пульсаций скоростей в различных сечениях, а также уровню и частоте пульсаций давления. Результаты работы показали, что для корректного моделирования пульсаций давления необходимо применять вихреразрешающие методы. Наилучшие результаты при тестировании были получены с помощью гибридного метода моделирования отсоединенных вихрей (DES), основанного на k-w SST модели Ментера и ограничении турбулентной вязкости.

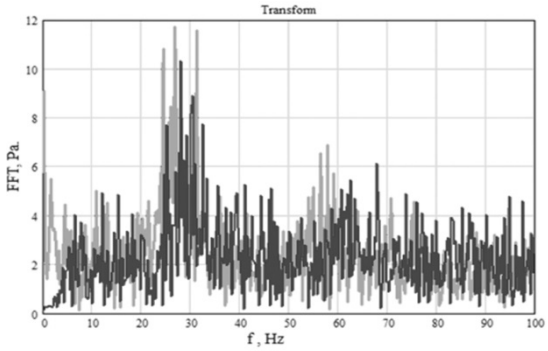


Рис. 3 Спектр давления в диффузоре

ИССЛЕДОВАНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ РЕАЛЬНЫХ ГИДРОАГРЕГАТОВ

Анализ низкочастотных пульсаций давления был проведен для гидротурбин РО140/0942-В-625 и РО-230/833-В-677. Основные характеристики турбин приведены в таблице 1.

Таблица 1. Основные параметры турбин

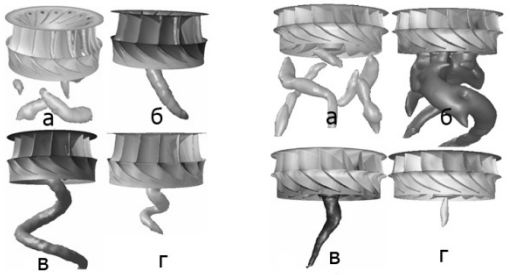
Тип турбины	Радиально-осевая	
Тип рабочего колеса	РО140/0942-В-625	РО-230/833-В-677
Максимальный напор	120м	220м
Максимальная мощность	339,5МВт	640МВТ
Частота вращения ном.	125 об/мин	142,8 об/мин

Для расчётов использовались 3D геометрии, представляющая точную копию реальных гидроагрегатов РО-230/833-В-677 и РО140/0942-В-625. Геометрия расчетной обларсти включала в себя все основные узлы турбины (спиральную камеру, направляющий аппарат, рабочее колесо, отсасывающую трубу) за исключением подводящего водовода

На рис. 4 показана типичная вихревая структура течения за рабочим колесом РО140/0942-В-625 (слева) и РО-230/833-В-677 (справа) для нескольких режимов работы гидроагрегатов. Структура течения показана при помощи мгновенных изоповерхностей статического давления.

Зависимость интенсивности пульсаций давлений от открытия направляющего аппарата и мощности для гидротурбины РО-230/833-В-677 (а) и РО140/0942-В-625 (б) приведена на рис. 5.

Помимо нестационарных характеристик течения в расчетах также анализировалось поведение интегральных параметров турбин (КПД, мощность, расход воды). Для примера на рис. 6 приведены результаты сравнения расчетных и экспериментальных значений расхода воды через турбину при различных открытиях направляющего аппарата А0 для гидротурбины РО-230/833-В-677 (а) и РО140/0942-В-625 (б).



а) A_0 = 150 мм, *б*) A_0 = 260 мм, *в*) A_0 = 300 мм, *г*) A_0 = 390 мм.

а) A_0 = 200 мм, *б*) A_0 = 250 мм, *в*) A_0 = 350 мм, *г*) A_0 = 500 мм

Рис. 4 Вихревая структура течения в турбине для различных открытий направляющего аппарата

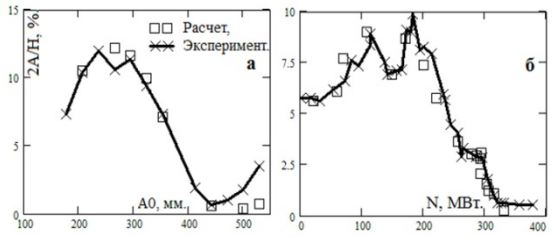


Рис. 5 Интенсивность пульсаций давления в конусе отсасывающей трубы

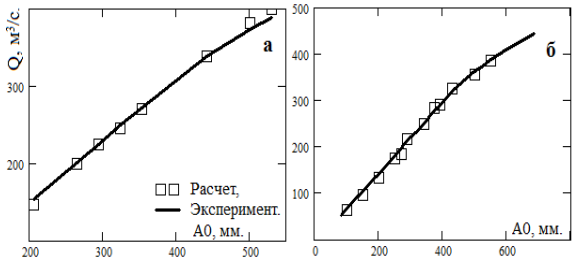


Рис. 6 Зависимость расхода воды от открытия направляющего аппарата

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе представлены результаты экспериментального исследования течения в модели тракта гидротурбины Саяно-Шушенской ГЭС и численного моделирования нестационарного трехмерного течения в проточном тракте гидротурбины РО140/0942-В-625 и РО-230/833-В-677. Методика моделирования основана на использовании DES модели турбулентности и постановке "замороженного колеса". Как показали результаты работы, данная методика качественно верно описывает тенденцию поведения пульсационных характеристик течения обеих гидротурбин и позволяет с погрешностью порядка 10% воспроизводить основные частоты колебаний потока и интенсивность пульсаций давления.

При помощи численного моделирования проанализирована структура течения за рабочим колесом турбины. Показано влияние структуры течения на частоту и интенсивность нестационарных процессов. Установлено, что основной причиной низкочастотных пульсаций давления в гидротурбине является прецессирующий вихрь за рабочим колесом. Его динамика, в основном, и определяет поведение пульсационных характеристик турбины.

ЛИТЕРАТУРА

1. Gupta, A. K., Lilly, D. G., Syred, N., Swirl Flows, Abacus, Kent, England, UK, 1984..
2. Theory of Concentrated Vortices: An Introduction, S. V. Alekseenko, P.A. Kuibin, V. L. Okulov, 2010, 494 p., Springer Berlin Heidelberg, 2010 .
3. Spalart, P.R. Comments on the feasibility of LES for wing and on a hybrid RANS/LES approach. 1st ASOSR CONFERENCE on DNS/LES. Arlington, TX., 1997.
4. A.V. Minakov, D.V. Platonov, A.A. Dekterev, A.V. Sentyabov, A.V. Zakharov. The numerical simulation of low frequency pressure pulsations in the high-head Francis turbine Computers & Fluids. 2015. doi:10.1016/j.compfluid.2015.01.007
5. D.V. Platonov, A.V. Minakov, A.V. Sentyabov, A.A. Dekterev, A.A. Gavrilov, Numerical modeling of flow in the Francis-99 turbine with Reynolds stress model and detached eddy simulation method. Journal of Physics: Conference Series. 2015. Volume 579 doi:10.1088/1742-6596/579/1/012004.