УДК 532.5

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЙ ПУЛЬСАЦИОННЫХ ЯВЛЕНИЙ НА РЕЖИМЫ РАБОТЫ ВЫСОКОНАПОРНЫХ ГЭС

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

Сибирский федеральный университет, Красноярск, Россия
Институт теплофизики СО РАН, Новосибирск, Россия
Новосибирский государственный университет, Новосибирск, Россия

Гранты РФФИ № 14-08-31586, №13-08-98115 и грант правительства № 11.G34.31.0046

АННОТАЦИЯ

В работе представлена численная методика расчета пульсаций давления в гидротурбинах. Приведены результаты применения для описания нестационарного турбулентного течения в проточном тракте гидротурбины. Адаптация численной методики проведена на результатах моделирования турбулентного нестационарного течения в проточном тракте высоконапорной ГЭС. Проанализирована структура течения за рабочим колесом и ее влияние на интенсивность нестационарных процессов. Проведено сравнение результатов расчета с натурными данными. Получено хорошее согласование расчета и эксперимента.

ВВЕДЕНИЕ

Важной задачей гидравлических электростанций является регулирование мощности в энергетической системе. При изменении нагрузки гидроагрегаты неоднократно проходят через нерасчётные режимы работы. В таких режимах у потока после прохождения рабочего колеса гидротурбины остаётся значительная часть закрутки. С неустойчивостью закрученного течения связано возникновение интенсивных низкочастотных гидродинамических пульсаций, представляющих угрозу надежности конструкций турбины.

Повышение устойчивости работы, увеличение КПД гидромашин невозможно без изучения физических механизмов гидродинамических процессов, существенную роль среди которых играют нестационарные явления, связанные с образованием крупномасштабных вихревых структур. Одним из механизмов генерации пульсаций потока является прецессия вихревого жгута, образующегося за рабочим колесом гидротурбины в режимах недогрузки или перегрузки работы гидротурбины, когда поток после прохождения через гидротурбину имеет достаточно большую остаточную закрутку [1].

Прецессия вихревого жгута представляет серьезную опасность для гидротурбинного оборудования в связи с мощными пульсациями потока, которые приводят к сильным вибрациям конструкции гидротурбины и в случае резонанса могут привести к разрушению оборудования. Пульсации давления, генерируемые, прецессирующим вихревым жгутом, могут также воздействовать на процессы кавитации, усиливая кавитационную эрозию. Для прогнозирования резонансных явлений и поиска методов подавления неустойчивости необходима детальная информация о характеристиках пульсационных режимов и структуре потока. Необходимо отметить, что разрабатываемые подходы должны отвечать требованиям минимизации потерь энергии (увеличения КПД гидротурбины), что также может быть реализовано только на основе углубленного понимания гидродинамических процессов, имеющих место в проточных частях гидротурбины.

Развитие компьютерной техники сделало возможным применение современных методов вычислительной гидродинамики к описанию турбулентных течений в пространственных геометрически сложных объектах, таких как проточный тракт гидротурбины. В последнее годы появилось большое количество работ, в

которых в трехмерной постановке проведены расчеты различных процессов в гидротурбинах [2-6]. Среди зарубежных исследователей можно отметить работы Doerfler P., Ruprecht A., Avellan F., которые внесли весомый вклад в развитии методов вычислительного моделирования применительно к гидротурбинам. Среди отечественных исследователей можно указать работы сотрудников института теплофизики СО РАН, которыми было проведено экспериментальное и численное изучение структуры закрученного турбулентного потока в модельной отсасывающей трубе гидротурбины [3]. Получено хорошее согласование расчетных и экспериментальных данных. Обнаружена сильная неравномерность потока за поворотным коленом, сильно снижающая пропускную способность отсасывающей трубы. В работе [4] было проведено численное моделирование течения в отсасывающей трубе Turbine-99 с использованием различных моделей турбулентности. Показано, что такие широко используемые модели как стандартная k-e и k-e модель Чена не воспроизводят минимум давления в колене отсасывающей трубы. По итогам проведённого исследования наилучшие результаты продемонстрировала модель k-w SST, которая позволяет получить корректное распределение давления и хорошо описывает течение на начальном участке. В работе [5] представлены результаты моделирования нестационарного трехмерного течения в проточном тракте похожего гидроагрегата высоконапорной ГЭС (напор 215 метров). Проведенное сопоставление результатов расчёта с экспериментальными данными показывает приемлемое согласие расчёта и эксперимента, как по локальным характеристикам течения (профили скорости, распределение давления на стенках), так и по интегральным характеристикам работы турбины (КПД, расход воды через турбину). Отдельно стоит выделить цикл работ группы С.Г. Черного из института вычислительных технологий СО РАН [2, 6]. Данный колектив начиная с 1994г. успешно развивает и совершенствует собсвенный программный код по расчету гидротурбины - CADRUN. Также следует упомянуть коллектив кафедры гидроаэродинамики СПБГПУ [7].

Таким образом, становится ясно, что применение численного моделирования может выступать не только в качестве альтернативного эксперименту подхода, с помощью которого возможно провести расчет интегральных характеристик гидротурбины, но и дает принципиально новые возможности, поскольку позволяет проанализировать локальную структуру течения и на основе этого спрогнозировать поведение пульсационных характеристик. Конечно, при этом всегда возникает вопрос об адекватности результатов такого рода моделирования. Поэтому настоящая работа преследовала две цели. Первая цель состояла в том, чтобы на примере сравнения расчета и натурного эксперимента продемонстрировать возможности современного численного моделирования. А вторая цель состояла в анализе локальной структуры течения в гидроагрегате и ее влиянии на интенсивность нестационарных процессов.

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

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. Получившее широкое распространение в инженерных расчетах k-ε и k-ω модели турбулентности плохо описывают такие течения. Чтобы улучшить моделирование турбулентных закрученных течений пытаются, как модифицировать существующие URANS модели турбулентности, так и использовать методы, в которых разрешаются крупномасштабные турбулентные вихри (LES, DES).

Закрученное течение в гидротурбине может сопровождаться прецессией вихревого ядра. Для моделирования этого явления необходимо применять нестационарные, в частности, вихреразрешающие методы, как, например, метод моделирования крупных вихрей (Large Eddy Simulation – LES). Однако его применение требует очень детальной сетки, особенно вблизи стенок. В то же время RANS модели достаточно экономичны и хорошо описывают пограничные слои. Чтобы соединить достоинства этих подходов в работе [8] был предложен метод моделирования отсоединенных вихрей

(DES). Первая версия DES базировалась на модели Спаларта-Алмароса. В дальнейшем метод DES стал использоваться с другими моделями турбулентности, появились различные его модификации.

При моделировании гидротурбин необходимо учитывать вращение рабочего колеса и взаимодействия ротора-статора. Существует множество подходов для моделирования течений с вращающими телами, к ним относятся: динамические сетки, скользящие сетки и метод основанной на переход в подвижную систему координат. Наиболее распространенным и простым способом моделирования вращения рабочего колеса является использование вращающейся системы координат. Переход во вращающуюся систему координат позволяет моделировать течение в приближении, при котором рабочее колесо неподвижно, а закрученная жидкость натекает на него. Такую постановку часто называют “замороженным колесом”. В данной работе моделирование вращения рабочего колеса проводилось в постановке замороженного колеса. Проведенные многочисленные тестовые расчеты, показывают корректность такого подхода, как в описании интегральных характеристик течения, так и пульсационных [3-5].

Ниже приведены основные уравнения математической модели, выражающие законы сохранения во вращающейся системе координат.

Уравнение неразрывности (закон сохранения массы):

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \mathbf{v}) = 0$$

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

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

где **v**- вектор скорости жидкости, **τ**- 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 $\boldsymbol{\tau}^m$ определяются как:

$$\tau_{ij}^m = \mu\left[\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right) - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\right]$$

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

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

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

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

Метод DES, использованный в данной работе, сочетает подходы RANS и LES. В областях потока, где размер вычислительной сетки D достаточен для разрешения энергонесущих вихрей, т. е. при $\Delta < L_t$ применяется метод LES, а в остальной области ¾ RANS. При моделировании отсоединенных вихрей этот характерный масштаб турбулентности заменяется функцией

$$L_t = \min(d, C_{DES}\Delta)$$

где C_{DES} - эмпирическая константа, а D определяется как максимальный из трех размеров контрольного объема $\Delta_x, \Delta_y, \Delta_z$. Таким образом, в пограничных слоях работают RANS модели, а в остальной области - LES. В настоящей работе используется DES - метод, основанный на k-w SST модели Ментера [15] и ограничении турбулентной вязкости:

$$\tilde{\mu}_t = \mu_t / F_{\text{DES}}, \quad F_{\text{DES}} = \max\left(L_t / (C_{\text{DES}}\Delta), 1\right),$$

$$L_t = k^{3/2}/\varepsilon, \quad C_{\text{DES}} = 0{,}61.$$

Проведенные ранее тестовые расчеты показали, что данная методика за приемлемые времена расчета позволяет достоверно рассмотреть крупномасштабные турбулентные пульсации во всем проточном тракте гидротурбины и оценить их амплитудно-частотные характеристики. [3-5,9-10].

Несколько слов о численной методике. Дискретизация уравнений переноса осуществлялась по методу контрольного объема на неструктурированной сетке. Связь полей скорости и давления для несжимаемой жидкости реализовывалась с помощью процедуры SIMPLEC. Для аппроксимации конвективных членов уравнения на компоненты импульса использовалась схема Quick (схема Леонардо). Для аппроксимации конвективных членов уравнения на турбулентные характеристики использовалась противопоточная схема второго порядка. Нестационарные слагаемые аппроксимировались по неявной схеме 2-го порядка точности. Диффузионные члены аппроксимировались по схеме 2-го порядка.

РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Расчеты низкочастотных пульсаций давления были проведены для радиально-осевой гидротурбины высоконапорной ГЭС (мощность 340 МВт, напор 120 м), частота вращения рабочего колеса 2,08 Гц. Для расчётов использовалась геометрия, представляющая точную копию реального гидроагрегата, которая включала в себя все основные узлы турбины (спиральную камеру, направляющий аппарат, рабочее колесо, отсасывающая труба) за исключением подводящего водовода.

Для данной геометрии была построена неструктурированная расчетная сетка. Общая детализация расчетной сетки составила 4,1 млн. узлов. Сетка была сгущена в области лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата. Предварительно проведенные методические расчеты показали, что такой детализации расчетной сетки достаточно для получения приемлемых по точности результатов.

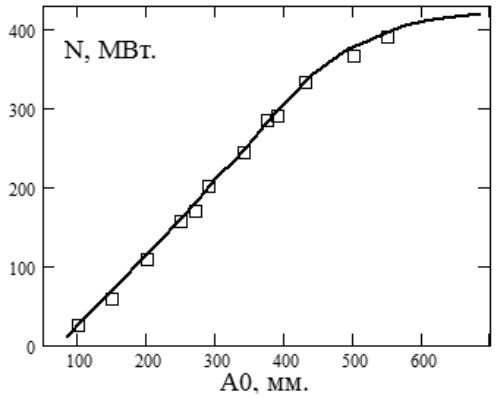
Для данной геометрии были проведены расчеты нестационарного течения для значений открытия направляющего аппарата в диапазоне от А0 = 100мм до 550 мм. Полный напор задавался равным Н=113м**.** Частота вращения рабочего колеса 125 мин$^{-1}$. Во всех случаях расчеты проведены в однофазной постановке - кавитация и наличие воздуха не учитывались.

Поскольку подводящий водовод в расчетах не учитывался, граничные условия ставились на входе в спиральную камеру гидроагрегата. При этом на входе задавалось условие фиксированного полного напора $H = P + \rho U^2/2$.

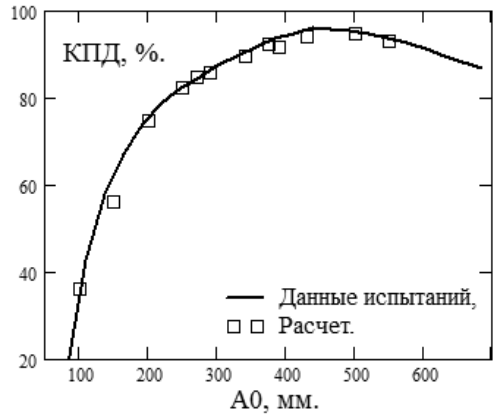
Интенсивность турбулентных пульсаций на входе в спиральную камеру задавалась равной 0,5%. Характерный размер вихрей на входе задавался равным 7% от гидравлического диаметра водовода. Такое задание турбулентных характеристик на входе является типичным при моделировании турбулентного течения. В качестве граничных условий на выходе из отсасывающей трубы задавалось условие фиксированного давления. Расчеты проведены в нестационарной постановке. Временной шаг задавался равным 0,0001с.

Ниже приведены некоторые из полученных результатов моделирования. На рис. 1 приведены результаты сравнения расчетных и экспериментальных значений интегральных характеристик гидротурбины при различных открытиях направляющего аппарата А0. В качестве интегральных характеристик рассмотрены мощность $N=M\omega$ и ÊÏ Ä= N/(ρgHQ), где M- момент на валу рабочего колеса, ω- его скорость вращения, Q- расход воды через турбину.

Расчетные значения интегральных характеристик были получены усреднением нестационарных величин по времени. Экспериментальные данные были получены в ходе испытаний на модельном гидравлическом стенде ЛМЗ и пересчитаны на натурные параметры. Как видно из рис.1 наблюдается хорошее согласование расчетных и экспериментальных данных. Анализ показывает, что расхождение расчета и измерений по расходу не превосходит 0,3%, по мощности 0,5% и по КПД 0,9% во всем диапазоне открытий.



а



б

Рис.1 Зависимость мощности (а) и КПД (б) гидротурбины от открытия направляющего аппарата.

Помимо интегральных характеристик течения для анализа пульсационных характеристик течения большой интерес представляет поведение структуры течения в турбине при различных режимах работы.

На рис. 2. показана типичная вихревая структура течения за рабочим колесом при различных режимах работы гидроагрегата. Структура течения показана при помощи изоповерхностей давления. Видно, что с увеличением раскрытия направляющего аппарата структура течения претерпевает значительные изменения. При малых открытиях направляющего аппарата в межлопастных каналах рабочего колеса формируются вихри, которые затем срываются с выходных кромок (рис. 2а). С возрастанием открытия направляющего аппарата интенсивность межлопастных вихрей снижается. Теперь они присутствуют уже только в некоторых межлопастных каналах рабочего колеса (рис. 2б).

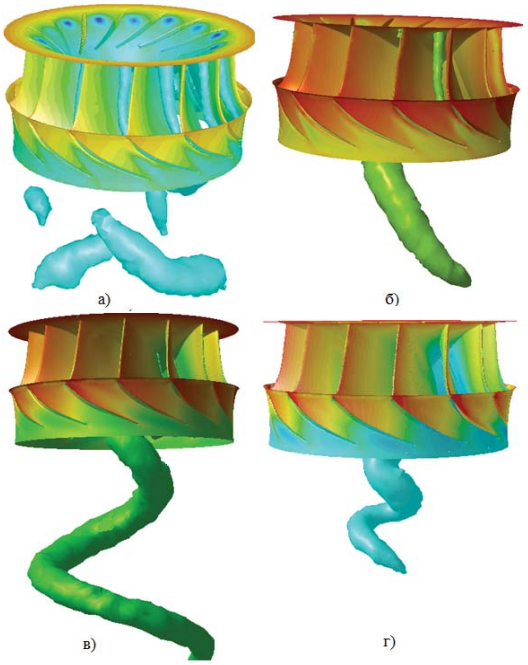


Рис.2 Вихревая структура течения в гидроагрегате ГЭС для различных открытий направляющего аппарата: а) А0=150мм, б) А0=260мм, в) А0=300мм, г) А0=390мм.

При больших открытиях направляющего аппарата межлопастные вихри в рабочем колесе не образуются (рис. 2в и г). Прецессирующий вихрь за рабочим колесом наоборот достигает максимальных размеров, доходя до поворотного колена отсасывающей трубы (рис. 2в), вызывая не только синхронные, но и асинхронные колебания потока. Интенсивность пульсации давления в диффузоре отсасывающей трубы при этом достигает максимальной величины.

При дальнейшем открытии направляющего аппарата снижается закрутка потока, и концентрированный вихрь за рабочим колесом начинает терять свою интенсивность (рис. 2г). Кроме того видно, что у вихря в данном режиме существенно уменьшается радиус прецессии. С увеличением открытия направляющего аппарата радиус прецессии вихря за рабочим колесом монотонно уменьшается, вместе с этим уменьшается и интенсивность пульсаций давления.

В номинальном режиме работы гидроагрегата радиус прецессии вихря уменьшается практически до нуля, и вихрь становится колоннообразным.

Помимо интегральных характеристик в результате расчетов определены значения пульсаций давления в диффузоре отсасывающей трубы. Сравнение с натурными данными по амплитудам и частотам пульсаций давления проведено для точки D, лежащей на стенке диффузора отсасывающей трубы, на расстоянии 2,7м от нижнего края рабочего колеса. На рис. 3 приведено сравнение расчетных и экспериментальных спектров пульсаций давления в точке для нескольких характерных режимов. На графиках показана обезразмеренная на полный напор H=113м удвоенная амплитуда пульсаций давления на стенке. Частота обезразмерена на оборотную частоту fn=2.083Гц.

Зависимость пульсаций давлений от мощности приведена на рис. 4. Точками показаны расчетные значения пульсаций давления в точке D диффузора отсасывающей трубы для рассмотренных значений открытий направляющего аппарата.

Для сравнения с результатами расчета также приведены натурные измерения пульсаций давления, полученные для данного агрегата ГЭС. В целом поведение зависимости интенсивности пульсаций давления от открытия направляющего аппарата в полной мере отражает те процессы, о которых говорилось при анализе структуры течения и спектров. Это рост пульсаций давления с увеличением открытия аппарата. Далее небольшой провал, связанный с перестройкой течения. После него максимум пульсаций в режимах с максимальной интенсивностью прецессирующего вихря. И далее монотонное снижение интенсивности пульсации при дальнейшем увеличении открытия.

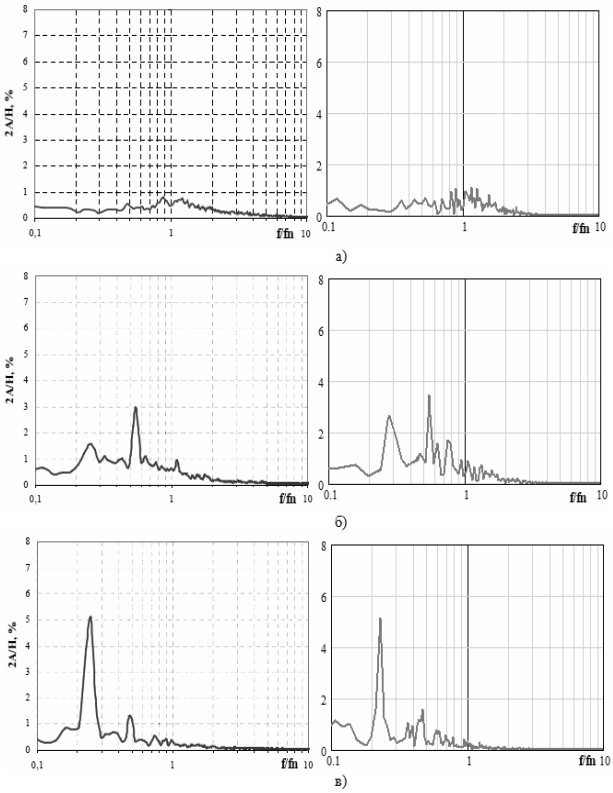


Рис.3 Экспериментальные (слева) и расчетные спектры пульсаций давления для различных открытий направляющего аппарата: а) A0=160мм, б) A0=220мм, в) A0=275мм.

Сравнение натурных измерений с расчетными показывает, что расчетные данные удовлетворительно описывают поведение пульсаций давления в отсасывающей трубе в широком диапазоне открытий направляющего аппарата. Значения пульсаций давления согласуются с натурными измерениями с погрешностью порядка 10%.

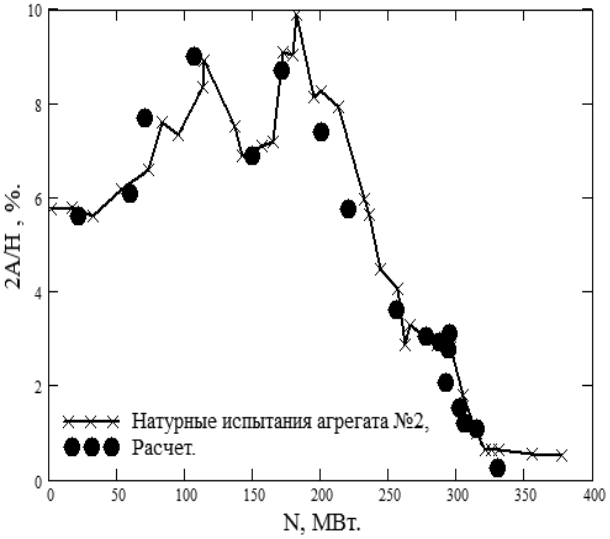


Рис.4 Пульсации давления в конусе отсасывающей трубы в точке D в зависимости от мощности гидроагрегата.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В работе представлены результаты моделирования нестационарного трехмерного течения в проточном тракте гидроагрегата высоконапорной ГЭС. Методика моделирования основана на использовании DES модели турбулентности и постановке “замороженного колеса”. Проведенное сопоставление результатов расчетов с экспериментальными данными показывает приемлемое согласие расчёта и эксперимента, как по интегральным характеристикам работы турбины (КПД, расход воды через турбину, мощность на валу), так и пульсационным (частота и интенсивность пульсаций). Показано, что выбранная численная методика позволяет с точностью порядка процента описывать поведение основных интегральных характеристик течения в гидротурбине в широком диапазоне режимов ее работы. Данная методика качественно верно описывает тенденцию поведения пульсационных характеристик течения в гидротурбине при изменении режимов ее работы 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. Основной причиной низкочастотных пульсаций давления в гидротурбине является прецессирующий вихрь за рабочим колесом. Его динамика в основном и определяет поведение пульсационных характеристик турбины. Для снижения интенсивности пульсаций давления необходимо предусмотреть мероприятия по борьбе с этим вихрем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Nicolet C. Hydroacoustic modelling and numerical simulation of unsteady operation of hydroelectric systems PhD Thesis (EPFL № 3751, http://library.epfl.ch/theses/?nr=3751), 2007

2. Cherny S.G., Chirkov D.V., Bannikov D.V., Lapin V.N., Skorospelov V.A., Eshkunova I. and Avdushenko A. 3D numerical simulation of transient processes in hydraulic turbines // IAHR Symp. on Hydraulic Machinery and Systems, Timisoara, Romania, 2010.

3. Алексеенко С.В., Дектерев А.А., Литвинов И. В., Минаков И. В., Пылев И.М. Численное и экспериментальное моделирование течения в отсасывающей трубе гидротурбины. Journal of Siberian Federal University. Engineering & Technologies 5 (2011 4), с. 489-503.

   Alekseyenko S.V., Dekterev A.A., Litvinov I. V., Minakov I. V., Pylev I.M. Chislennoye i eksperimental'noye modelirovaniye techeniya v otsasyvayushchey trube gidroturbiny . Zhurnal Sibirskogo federal'nogo universiteta . Inzhiniring i Tekhnologii 5 (2011 4) , s . 489-503 .

4. Сентябов А.В., Гаврилов А.А., Дектерёв А.А., Минаков А.В. Анализ RANS моделей турбулентности применительно к расчёту стационарного течения в отсасывающей трубе гидротурбины Turbine-99 // Вычислительная механика сплошных сред, 2013. – Т. 6, № 1. – с. 86-93.

   Sentyabov A.V., Gavrilov A.A., Dekterev A.A., Minakov A.V. Analiz RANS modeley turbulentnosti primenitel'no k raschotu statsionarnogo techeniya v otsasyvayushchey trube gidroturbiny Turbina - 99 // Vychislitel'naya mekhanika sploshnykh sred , 2013 - T. 6 , № 1 - s . 86-93 .

5. Платонов Д.В., Минаков А.В., Дектерев А.А., Сентябов А.В. Математическое моделирование нестационарных явлений в гидротурбине Саяно-Шушенской ГЭС. Труды Академэнерго. 2013. №1, с. 73-84.

   Platonov D.V., Minakov A.V., Dekterev A.A., Sentyabov A.V. Matematicheskoye modelirovaniye nestatsionarnykh yavleniy v gidroturbine Sayano - Shushenskoy GES . Trudy Akademenergo . 2013 № 1 , s . 73-84.

6. Черный С.Г., Чирков Д.В., Лапин В.Н., Скороспелов В.А., Шаров С.В. Численное моделирование течений в турбомашинах. Новосибирск: Наука, 2006. 202 с.

   Chernyy S.G., Chirkov D.V., Lapin V.N., Skorospelov V.A., Sharov S.V. Chislennoye modelirovaniye techeniy v turbomashinakh . Novosibirsk : Nauka , 2006. 202 s.

7. Korsakov A.B., Smirnov E.M, Goryachev V.D. CFD modelling for performance predictions of a hydraulic turbine draft tube: the effect of inlet boundary conditions for two-equation turbulence models // Proceedings of the 5th International Conference on Fluid Flow Technologies, entitled «Conference on Modelling Fluid Flow» (CMFF'12), September 4 - 7, 2012, Budapest University of Technology and Economics, Hungary 2012, pp. 757-763.

8. Menter F.R. Two Equation Eddy Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // AIAA J. – 1994. – 32, № 8. – P. 1598-1605.

9. Платонов Д.В., Минаков А.В., Дектерев А.А., Харламов Е.Б., Сравнительный анализ CFD-пакетов SigmaFlow и ANSYS FLUENT на примере решения ламинарных тестовых задач // Вестник ТГУ. Математика и механика. 2013. № 1 (21). С. 84-94.

   Platonov D.V., Minakov A.V., Dekterev A.A., Kharlamov Ye.B., Sravnitel'nyy analiz CFD- paketov SigmaFlow i ANSYS FLUENT na primere resheniya laminarnykh testovykh zadach // Vestnik TGU. Matematika i mekhanika . 2013 № 1 (21). S. 84-94 .

10. Gavrilov A., Dekterev A., Sentyabov A., Minakov A., Platonov D. Application of hybrid methods to calculations of vortex precession in swirling flows // Notes on Numerical Fluid Mechanics. 2012. T. 117. P. 449-459.