

Поспелов Александр Юрьевич



**МЕТОДИКА ПРОГНОЗИРОВАНИЯ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ
ХАРАКТЕРИСТИК ГИДРОТУРБИН
НА ОСНОВЕ РАСЧЁТА ТРЕХМЕРНОГО ВЯЗКОГО ТЕЧЕНИЯ
НЕСЖИМАЕМОЙ ЖИДКОСТИ**

Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2013

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Санкт-Петербургский государственный политехнический университет»

Научный руководитель:

Жарковский Александр Аркадьевич, доктор технических наук, доцент, ФГБОУ ВПО «СПбГПУ», профессор кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели»

Официальные оппоненты:

Калаев Владимир Анатольевич, доктор технических наук, профессор, ОАО «НПО ЦКТИ», зав. лабораторией гидротурбин.

Захаров Александр Викторович, кандидат технических наук, доцент, ОАО «Силовые машины», г. Санкт-Петербург, ведущий инженер-конструктор СКБ «Гидротурбомаш» «ЛМЗ»

Ведущая организация:

НИИ Энергетического машиностроения МГТУ, г. Москва.

Защита состоится **«17» декабря 2013 г. в 16 часов** на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 при ФГБОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет" по адресу: 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, Главное здание, ауд. 118.

С диссертацией можно ознакомиться в фундаментальной библиотеке ФГБОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет".

Автореферат разослан « » ноября 2013 г.

Ученый секретарь
диссертационного совета Д 212.229.09
доктор технических наук, профессор



Хрусталеv Б.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы обусловлена необходимостью прогнозирования с высокой точностью энергетических характеристик гидротурбин. Для малых (до 5 МВт) и некоторых средних станций проведение испытаний модели неоправданно дорого и многие фирмы для контроля энергетических параметров требуют проведения расчетов с использованием коммерческих пакетов программ. Визуализация результатов расчета кинематики трехмерного течения, информация о потерях и распределении исследуемых параметров в проточной части гидротурбины дают возможность на стадии проектирования понять пути достижения более высоких значений КПД, получить информацию о моментах на лопатках направляющего аппарата и лопастях рабочего колеса, величине осевой силы, которые необходимы конструктору для принятия решений о выборе сервомотора, подшипника и т.д.

Цель и задачи работы. Целью настоящей работы является разработка методики прогнозирования энергетических характеристик гидротурбин на основе расчета течения вязкой несжимаемой жидкости. Для выполнения поставленной цели в работе были сформулированы следующие задачи:

1. Выполнить систематические исследования влияния постановки трехмерного численного моделирования на основе комплекса ANSYS FLUENT на результаты расчета течения вязкой жидкости и прогнозирования интегральных энергетических характеристик гидромашин.

2. Разработать методику расчета течения в радиально-осевых (РО) и поворотно-лопастных (ПЛ) гидротурбинах от входа в спиральную камеру до выхода из отсасывающей трубы. Определить рациональные параметры расчетной модели: тип и размер сетки, модель турбулентности, граничные условия и другие.

3. Разработать методику расчета интегральных параметров гидротурбин. Рассчитать энергетические характеристики РО и ПЛ гидротурбин различной быстроходности ($n_s = 80 - 600$) и провести их сравнение с экспериментальными данными, полученными на модельных стендах.

Методы исследования. Для решения прямых задач гидродинамики гидротурбин использован гидродинамический пакет программ ANSYS FLUENT.

Научная новизна.

На основе систематических численных исследований и экспериментальных данных предложены рекомендации по выбору основных параметров расчетной модели (тип элементов и размер расчетной сетки, вариант модели турбулентности, тип взаимодействия между вращающимися и неподвижными элементами проточной части).

Разработана методика построения экономной гексаэдральной расчетной сетки для спиральных камер с колоннами статора РО и ПЛ гидротурбин, которая позволяет корректно разрешить течение в области пограничного слоя и существенно сократить требования к вычислительным ресурсам и времени расчета.

Разработана методика прогнозирования энергетических характеристик РО и ПЛ гидротурбин на основе расчета трехмерного вязкого течения в гидротурбине в полной постановке (от входа в спиральную камеру до выхода из отсасывающей трубы) на персональном компьютере с использованием программного комплекса ANSYS FLUENT.

Показано, что прогнозирование энергетических характеристик на основе предложенной методики позволяет проводить расчет трехмерного течения вязкой жидкости в стационарной постановке без использования высокопроизводительного кластера и обеспечивает хорошее согласование с результатами эксперимента.

Практическая значимость диссертационной работы состоит в возможности использования ее результатов для надежного расчетного определения энергетических и моментных характеристик гидротурбин. Разработанная методика применена в ОАО «ТяжМаш» (г. Сызрань) при оптимизации проточных частей гидротурбин типа РО 75 и РО 230.

Выполнены систематические расчеты энергетических характеристик гидротурбин типа Френсиса и Каплана с использованием разработанной методики, которые показали хорошую сходимость с экспериментальными данными, полученными с участием автора при модельных испытаниях гидротурбин на стендах различных исследовательских центров.

Достоверность результатов. Достоверность результатов теоретических исследований подтверждена сравнением с результатами экспериментов, полученных в лабораториях «ЧКД Бланско холдинг», «ЧКД Бланско инжиниринг» (Чехия) и «Турбоинститута» (Словения).

Личный вклад соискателя. В научных публикациях, которые раскрывают основные результаты работы, автору принадлежат:

- постановка задачи по расчету течения в проточной части ПЛ и РО гидротурбин;
- построение геометрии, расчетной сетки, постановка граничных условий, обработка результатов расчета;
- участие в модельных испытаниях гидротурбины РО75 в лабораториях «ЧКД Бланско холдинг» и «ЧКД Бланско инжиниринг» (Чехия);
- создание методики прогнозирования энергетических характеристик;
- апробация методик на РО и ПЛ гидротурбинах.

Апробация работы. Основные материалы работы докладывались и обсуждались на конференциях: III МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтомати-

ка" - СПб, СПбГПУ, 2005; 1V МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития" - СПб, СПбГПУ, 2006; МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития" - СПб, СПбГПУ, 2008; МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития" - СПб, СПбГПУ, 2010; МНТК "ЕСОРУМР.RU'2008; "ЕСОРУМР.RU'2009.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 11 научных работ (в т.ч. 4 работы в журналах, рекомендованных ВАК).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 4 глав, заключения, списка литературы из 79 наименований. Основное содержание работы изложено на 158 страницах (включает 115 рисунков и 4 таблицы).

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность, сформулированы цель и задачи работы.

В 1-й главе дан обзор методов прогнозирования энергетических характеристик. Представлен обзор двумерных и квазитрехмерных методов расчета течения в гидротурбинах, которые разрабатывались в работах А.Ю. Колтона, М.И. Жуковского, И.Э. Этинберга, Б.С. Раухмана, Я.А. Сироткина, Г.И. Топажа, Г.И. Степанова, Ф.Т. Заболотного, В.И. Климовича. Проанализированы работы Г.М. Моргунова, Е.М. Смирнова, Ю.Я. Болдырева, И.М. Пылева, В.Н. Степанова, Г.А. Семенова, С.Г. Черного, В.А. Скороспелова, Д.В. Чиркова, В.Н. Лапина и др. авторов по использованию трехмерных методов расчета течения и интегральных параметров в гидротурбинах. Особое внимание уделено решению трехмерных задач для гидротурбин в полной постановке: от входа в спиральную камеру до выхода из отсасывающей трубы. Отмечено, что в большинстве работ не достигнуто достаточного согласования между расчетными и экспериментальными данными. Так, расхождение по КПД для турбин Френсиса составляет 1.5-2%, для турбин Каплана до 5%. На основании обзора и анализа технической литературы сформулированы цели и задачи данной работы, выбраны объекты исследования.

Во 2-й главе рассмотрена методика расчета течения вязкой жидкости на основе уравнений Навье – Стокса, осредненных по Рейнольдсу:

$$\begin{cases} \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i) = 0 \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial p}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j}(-\rho \overline{u'_i u'_j}) = 0 \end{cases}$$

Были проанализированы используемые модели турбулентности, типы расчетных элементов и сеток, методы сопряжения вращающихся и неподвижных областей.

Проведены систематические исследования влияния расчетной сетки на интегральные и локальные параметры кинематики потока в отсасывающей трубе. Рассмотрены тетраэдральная расчетная сетка (289 656 ячеек), тетраэдральная сетка с призматическим слоем около стенки (858 655 ячеек), гексаэдральная сетка с 179 332 ячейками и подробная гексаэдральная сетка с 1 434 656 ячейками. На рис. 1. представлены диаграммы качества расчетной сетки, построенные в ICEM CFD для трех видов расчетных сеток. По оси x отложен критерий, соответствующий качеству расчетной сетки. По оси y - количество ячеек. По рекомендации ANSYS FLUENT элементы с критерием качества 0-0,1 считаются неудовлетворительными (расчет с такими элементами не рекомендуется), ячейки с критерием качества 0.1-0.3 считаются плохими (возможно неправильное описание течения в некоторых областях), ячейки с критерием 0.3 и выше считаются нормальными.

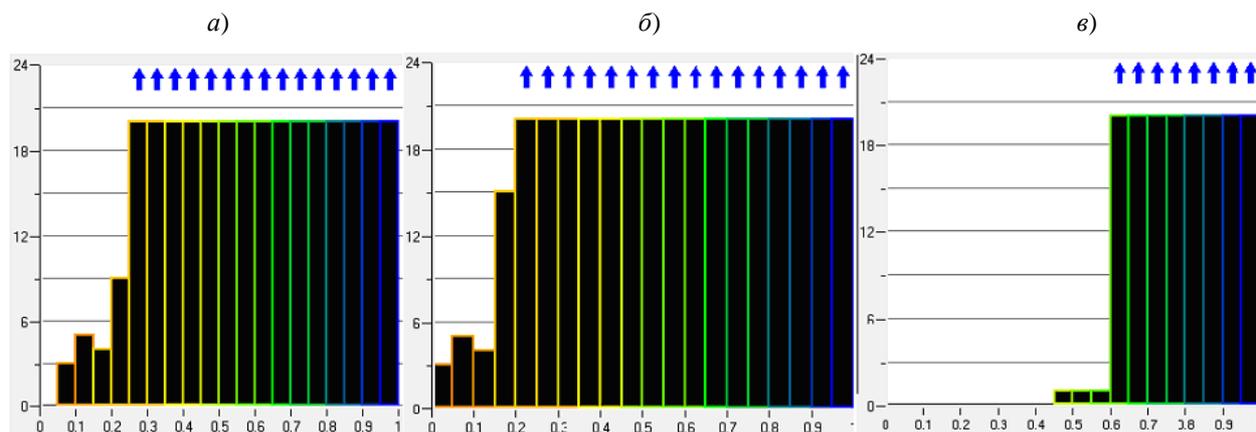


Рис.1. Диаграммы качества исследуемых элементов расчетных сеток:
 а) тетраэдральная; б) тетраэдральная с призматическим слоем; в) гексаэдральная

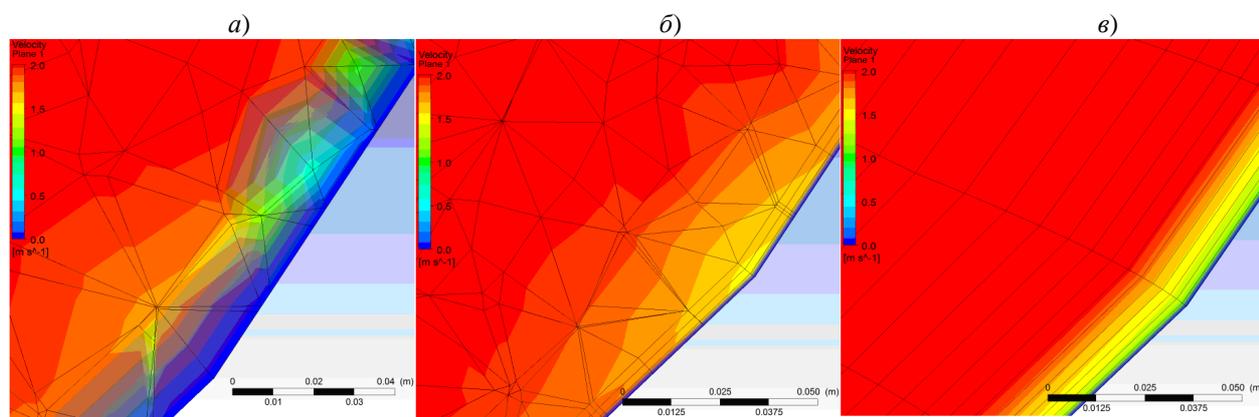


Рис.2. Распределение скорости около стенки при использовании различных сеток:
 а) тетраэдральная; б) тетраэдральная с призматическим слоем; в) гексаэдральная

На рис. 2. представлена картина течения и расчетная сетка вблизи стенки отсасывающей трубы. Можно видеть, что тетраэдральная расчетная сетка дает существенно завышенную толщину пограничного слоя; тетраэдральная расчетная сетка с призматическим слоем не

позволяет описать переходную зону пограничного слоя, в зоне большого градиента скорости имеет место значительное число ячеек пирамидальной формы с большим удлинением (расстояние от центра до границы с соседними ячейками существенно отличается), что плохо сказывается на сходимости решения и искажает картину течения; гексаэдральная расчетная сетка, сгущенная к стенке, позволяет разрешить все градиенты скорости, давления, параметров турбулентности и корректно прогнозировать потери трения.

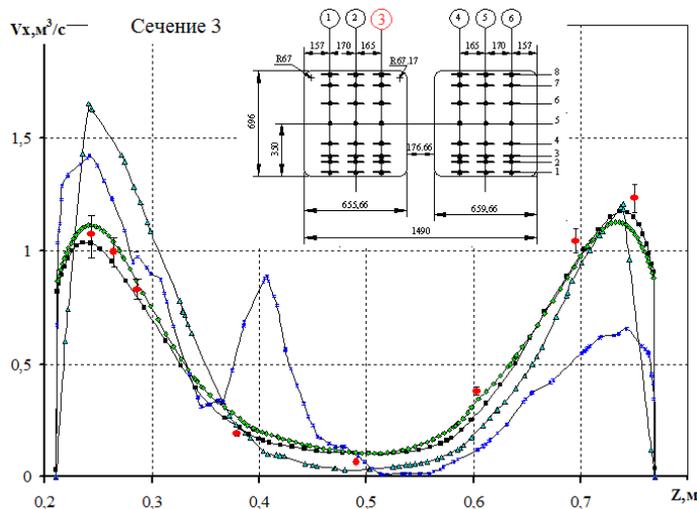


Рис. 3. Распределение скорости V_x по высоте сечения на выходе отсасывающей трубы:

- – эксперимент; сетки: ▲ – тетраэдральная; ■ – гексаэдральная;
- ◆ - подробная гексаэдральная; -ж- тетраэдральная с призматическим слоем

На рис. 3 представлено сравнение результатов расчета, полученного на различных сетках, с экспериментальными данными. Тетраэдральная расчетная сетка дает грубое разрешение скорости в области пограничного слоя: наблюдается острый пик, величина скорости у нижней стенки в 1,4 раза выше экспериментальной, в ядре потока решение близко к эксперименту. Расчет течения на тетраэдральной расчетной сетке с призматическими ячейками показал более плавное изменение скорости у стенки, однако в ядре потока для данного сечения имеет место пик скорости, не наблюдаемый в эксперименте и при расчете на других расчетных сетках. Расчет на гексаэдральной сетке (179 332 ячейки) показал хорошее согласование с экспериментальными данными. Показано, что увеличение числа расчетных ячеек в 2 раза в каждом направлении (подробная гексаэдральная расчетная сетка 1 434 656 ячеек) не дает существенного изменения локальных и интегральных параметров. Все дальнейшие исследования проводились на гексаэдральных расчетных сетках.

Систематические исследования влияния модели турбулентности на интегральные и локальные параметры были проведены для трех расчетных областей: криволинейного диффузорного канала, для которого имелись результаты количественных и визуальных исследований, выполненных в ВИГМ Полоцким Н.Д., вращающегося рабочего колеса питательного насоса, исследованного в СПбГПУ на аэростенде кафедры Гидромашиностроения, отсасы-

вающей трубы гидротурбины, для которой имелись результаты зондирования потока за рабочим колесом и на выходе из отсасывающей трубы, полученные в лаборатории водяных турбин ЛМЗ.

Расчет течения проводился с использованием высокорейнольдсовых $k-\epsilon$ моделей турбулентности: стандартной $k-\epsilon$, RNG $k-\epsilon$, Realizable $k-\epsilon$ и низкорейнольдсовой SST $k-\omega$. При использовании SST $k-\omega$ модели строилась расчетная сетка с разрешением градиента скорости в вязком подслое, согласно рекомендациям пакета ANSYS FLUENT ($Y^+ = 1$).

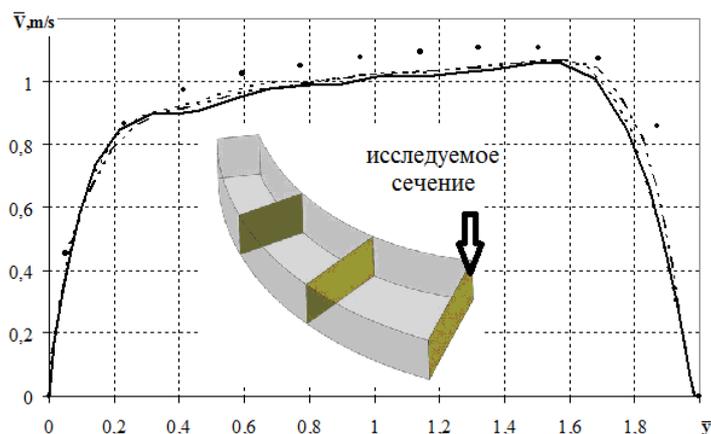


Рис. 4. Распределение средних по высоте скоростей в зависимости от ширины диффузора
 – RNG $k-\epsilon$; - - Realizable $k-\epsilon$; - · - стандартная $k-\epsilon$; ● – эксперимент

Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными по распределению локальных (скорость, давление, полное давление) и интегральных параметров (напор, КПД) представлено на рисунках 4,5,6.

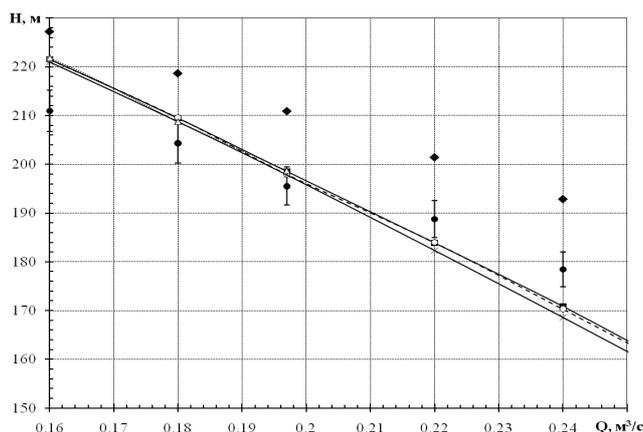


Рис. 5. Напорная характеристика $H(Q)$ ПК насоса:
 -х- стандартная $k-\epsilon$; -Δ- Realizable $k-\epsilon$; -□- RNG $k-\epsilon$; ○- sst $k-\omega$;
 ◆ - 2D расчет; ● – эксперимент

Показано слабое влияние моделей турбулентности на локальные и интегральные параметры во всех расчетных областях, в которых проводились численные исследования. На

основе проведенных исследований рекомендована RNG k-ε модель турбулентности, с использованием которой проводились последующие исследования.

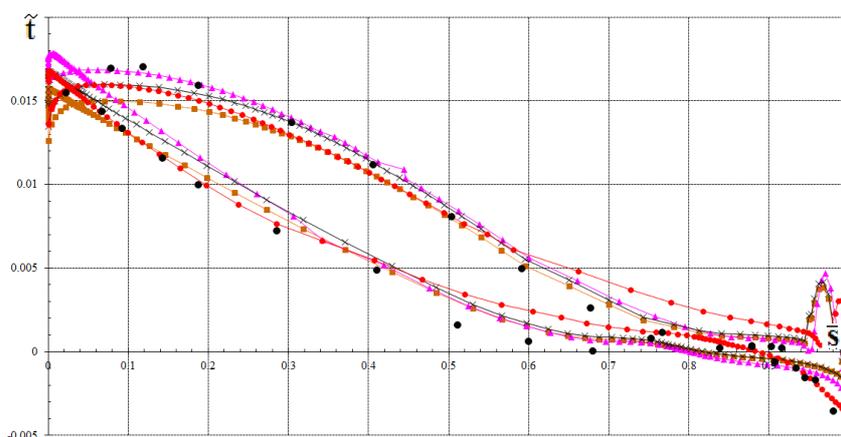


Рис. 6. Распределение статического давления вокруг лопасти РК насоса у покрывающего диска при оптимальном расходе:

● – эксперимент; -▲ - – Standart k-ε; -■- Realizable k-ε ; -x- RNG k-ε; -●- sst k-ω

Проведены исследования влияния типа поверхности взаимодействия между вращающимися и неподвижными элементами проточной части гидромашины. Расчет проводился в питательном насосе с канальным отводом, для которого имелись экспериментальные данные. Показано, что использование модели «плоскость смещения» достаточно для прогнозирования средних значений локальных параметров за зоной взаимодействия вращающейся и неподвижной частей. Расчет распределения статического давления в канальном отводе с использованием модели «замороженное колесо» дал близкие результаты с расчетом на основе модели «плоскость смещения» Необходимо отметить, что для корректного использования модели «замороженное колесо» необходимо рассчитывать несколько взаимных положений подвижной и неподвижных частей с целью получения квазистационарного решения. Данная модель позволяет в первом приближении учитывать взаимодействие между вращающейся и не вращающейся частями, но при этом требует больших вычислительных ресурсов (больше расчетная сетка, необходимо рассчитывать все каналы) и больших временных ресурсов (необходимо рассчитывать несколько взаимных положений колеса и неподвижных элементов). Показано, что для получения интегральных характеристик гидротурбины достаточно использовать модель «плоскость смещения».

В этой главе выполнены также исследования сеточной сходимости решения, исследовано влияние выходных граничных условий и порядка дискретизации уравнений.

Проведенные численные исследования позволили дать рекомендации по выбору параметров расчетной модели и сделать следующие выводы:

1. Для проведения расчетов течения можно рекомендовать гексаэдральную расчетную сетку, которая требует большего времени на ее создание, но приводит к существенному со-

кращению размера сетки и, соответственно, вычислительных ресурсов. Гексаэдральная расчетная сетка позволяет более качественно разрешать область пограничного слоя и передачу данных на поверхности интерфейса.

2. Модели турбулентности при расчете течения в неподвижном криволинейном диффузоре, в отсасывающей трубе и вращающемся рабочем колесе дали качественно схожую картину течения. Для расчета в пакете ANSYS FLUENT течений в областях с неподвижными и вращающимися элементами как наиболее предпочтительную можно рекомендовать RNG k- ϵ модель турбулентности.

3. Для получения энергетических характеристик целесообразно использовать модель взаимодействия вращающихся и неподвижных областей - «плоскость смещения».

4. Для гексаэдральной расчетной сетки исследование сеточной сходимости показало:

- для корректного разрешения пограничного слоя необходимо, чтобы величина параметра y^+ была в диапазоне 30-200;

- количество ячеек в пограничном слое должно быть не менее 7;

- для описания входной кромки необходимо не менее 8 ячеек;

- для расчета парного вихря следует выбирать на выходной кромке не менее 9 ячеек,

- в ядре потока должно быть 20-30 ячеек в каждом направлении.

При соблюдении данных рекомендаций увеличение количества ячеек в 2 раза не сказывается на значении интегральных и локальных параметров потока в проточной части.

5. Исследования влияния интенсивности турбулентности в пределах 3-5 % на входе показали слабое влияние данного параметра на результаты расчета.

В главе 3 разрабатывается методика расчета трехмерного вязкого течения в проточной части гидротурбины. Проведено сравнение существующих программ по построению расчетной сетки, выявлены их достоинства и недостатки. Даны рекомендации по построению гексаэдральных расчетных сеток.

Геометрия проточной части создается в одном из следующих пакетов программ: SolidWorks, CATIA, Unigraphics, ProEngineer. Данные программы позволяют быстро и качественно строить трехмерную геометрию по имеющимся чертежам.

В работе большое внимание уделено решению сложной геометрической задачи - построению качественной гексаэдральной расчетной сетки для всех элементов проточной части. Только создание качественной гексаэдральной расчетной сетки позволяет в десятки раз уменьшить количество расчетных элементов и делает возможным проведение расчета течения в гидротурбине в полной постановке (от входа в спиральную камеру до выхода из отсасывающей трубы) на персональном компьютере. На основе опыта построения гексаэдраль-

ных расчетных сеток даются рекомендации по программам, в которых наиболее быстро и качественно можно построить гексаэдральную расчетную сетку.

Для построения расчетных сеток в спиральной камере (СК) и отсасывающей трубе (ОТ) рекомендуется использовать пакет ICEM CFD. При наличии можно использовать блоки от предыдущих проектов со схожей топологией. В этом случае существенно сокращается время построения расчетной сетки.

Для построения расчетной сетки в направляющем аппарате (НА) и РК можно рекомендовать использовать пакет NUMECA AutoGrid 5. В данной программе присутствует набор макросов, позволяющий быстро и качественно построить расчетную сетку для лопастных систем турбин Френсиса и Каплана. Пакет позволяет построить расчетную сетку в неравномерном зазоре между лопастью и камерой рабочего колеса, втулкой и лопастью. В программе есть опция экспорта расчетной сетки в коммерческий код ANSYS FLUENT.

Пошагово описана методика построения гексаэдральной расчетной сетки в области НА и РК. В работе представлен формат, в котором необходимо загружать геометрию, описан алгоритм построения сетки в межлопаточном канале, отмечен механизм построения расчетной сетки для обтекателя. Рекомендована топология, необходимая для построения расчетной сетки для отсасывающей трубы (ОТ). В работе представлен вариант построения сетки для ОТ с бычком и обтекателем. Пользуясь данной методикой, можно создать гексаэдральную расчетную сетку для турбин Френсиса и Каплана. Расчетная сетка с хорошими показателями по углам скошенности ячеек позволяет обеспечить необходимое для высокорейнольсовых моделей значение Y^+ и позволяет производить расчеты на персональном компьютере.

Даются рекомендации по заданию граничных условий: на входе - полное давление, соответствующее напору гидротурбины; на выходе - статическое давление, равное нулю; условие прилипания - на стенке. РК рассчитывается во вращающейся системе координат, спиральная камера (СК), статор, НА и ОТ в неподвижной. Интерфейс взаимодействия – поверхность смещения. Рекомендуется использовать RNG k- ϵ модель турбулентности. Расчет необходимо производить со вторым порядком аппроксимации. При расчете турбин Каплана необходимо моделировать зазор между лопастью и периферией.

Напор необходимо рассчитывать по формуле (1), определяя отдельно перепад статического давления и суммируя его с динамическим напором, найденным для заданного расхода. Данная методика расчета напора используется в эксперименте. Для расчета КПД рекомендуется использовать формулу (2) с использованием момента на валу гидротурбины, которая используется и при обработке экспериментальных данных:

$$H = \frac{P_{st_вх} - P_{st_вых}}{\rho g} + \frac{\left(\frac{Q}{S_{вх}}\right)^2 - \left(\frac{Q}{S_{вых}}\right)^2}{2g}; \quad (1)$$

$$\eta = \frac{\pi \cdot n}{30} \frac{M}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H} \cdot 100\%. \quad (2)$$

В главе 4 представлены результаты расчета турбин типа Френсиса и Каплана в полной постановке: от входа в гидротурбину до выхода из ОТ, проведено сравнение результатов расчета и эксперимента. Представлены описание и результаты модельных испытаний.

Для турбины РО 500 по предложенной методике проведены систематические расчеты кинематики потока в проточной части и потери энергии для 6-ти открытых НА. Численное моделирование потока проводилось для модели, результаты расчета сопоставлялись с экспериментальными данными, полученными в лаборатории «ЧКД Бланско». Моделирование течения в проточной части гидротурбины РО 500 проводилось с помощью программы ANSYS FLUENT для нескольких вариантов расчета: без учета и с учетом течения жидкости в щелевых зазорах и пазухах, с отдельным учетом объемных и дисковых потерь по полуэмпирическим формулам. На рис. 7 показаны расчетные и экспериментальная зависимости относительного КПД от относительного расхода при оптимальной частоте вращения рабочего колеса. Из рис. 7 можно видеть, что учет течения в зазорах и пазухах и моделирование характеристики с отдельным учетом объемных и дисковых потерь, позволил получить хорошее согласование расчета с экспериментальными данными по полному КПД (рис. 7).

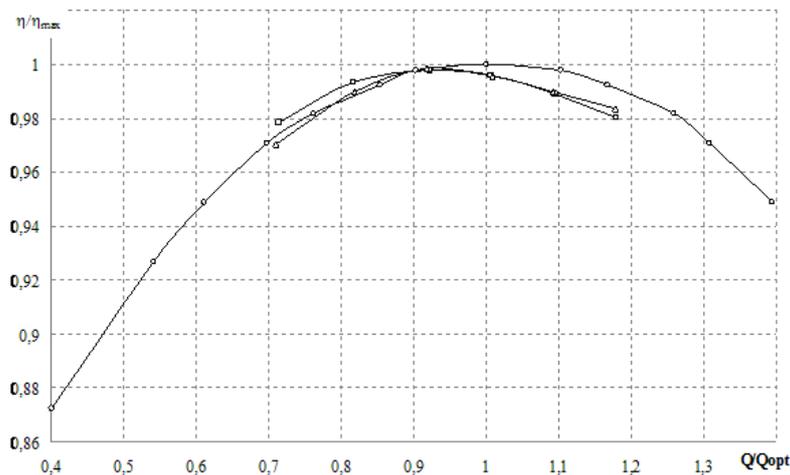


Рис. 7. Сравнение результатов расчета с экспериментальными данными для гидротурбины РО 500: -Δ- CFD с расчетом течения в зазорах; -□- CFD с отдельным учетом дисковых и объемных потерь; ○- эксперимент

Предложенная методика прогнозирования энергетических характеристик была апробирована также для гидротурбины средней быстроходности РО 230. Расчет был проведен в полной постановке для натурной турбины: от входа в СК до выхода из ОТ для шести откры-

тий направляющего аппарата. В работе проведен анализ кинематики потока во всех элементах проточной части. Сравнение результатов расчета с пересчитанными на натуру результатами модельных испытаний показало их хорошую сходимость (рис. 8).

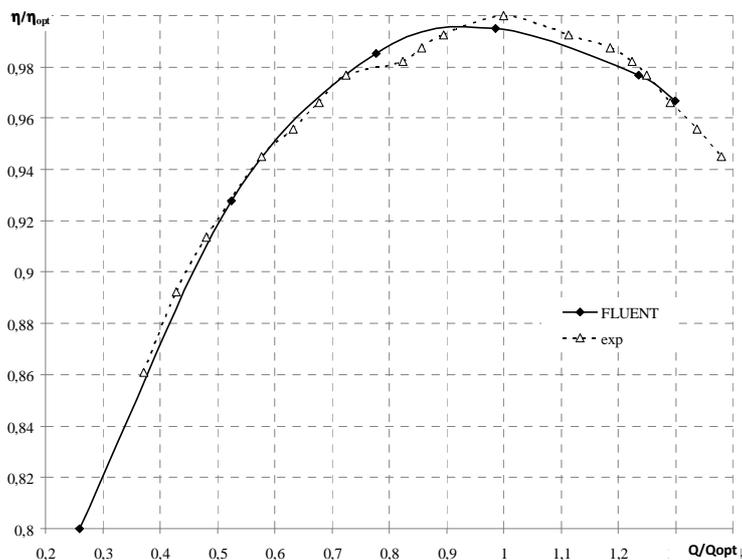


Рис. 8. Сравнение результатов расчета и эксперимента для гидротурбины РО 230

Методика прогнозирования энергетических характеристик была также апробирована для натурной быстроходной турбины РО 75. Расчет проводился на расчетном напоре для пяти открытых направляющего аппарата. Сравнение расчетных энергетических характеристик с результатами модельных испытаний, пересчитанных согласно правилу ИЕС 60193 МЭК на условия натуре, показало их хорошую сходимость.

В работе проведено описание энергетических модельных испытаний турбины РО 75 в «ЧКД Бланско холдинг», в которых автор принимал непосредственное участие. Дается описание стенда, его параметры и принцип действия. Представлено описание испытываемой модели, датчиков, которые использовались при проведении испытаний, эталонных средств измерения. Проведена оценка систематической и случайной погрешности измерений. В ходе калибровки эталонными средствами измерения получены следующие величины систематической погрешности для измеряемых величин: для напора $f_{sH} = \pm 0,05 \%$; для расхода $f_{sQ} = \pm 0,15 \%$; для момента $f_{sM} = \pm 0,1 \%$; для частоты вращения $f_{sn} = \pm 0,05 \%$. Общая погрешность измерения КПД составила $\pm 0,25 \%$.

На рис. 9 представлено сравнение результатов расчета CFD и эксперимента для гидротурбины РО 75, полученных в трех лабораториях: «ЧКД Бланско холдинг», «ЧКД Бланско инжиниринг» и «Турбоинститута». Видно хорошее согласование результатов расчета и эксперимента (расхождение до 0.5%) во всей исследуемой области.

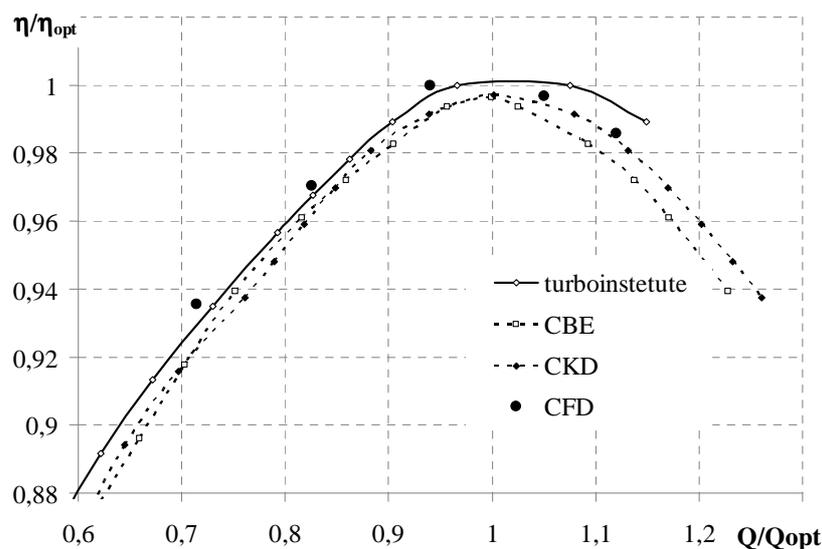


Рис. 9. Сравнение результатов расчета и эксперимента для гидротурбины РО 75

Сравнение энергетических характеристик для турбин Френсиса разной быстроходности, полученных расчетным и экспериментальным путем, показало хорошее их согласование (отклонение не превосходит 0.5% в исследуемой области).

В работе рассмотрены также результаты применения разработанной методики для расчета турбин типа Каплана. Методика расчета ПЛ турбин аналогична с некоторыми дополнениями методике, применяемой для турбин типа Френсиса. Турбина Каплана имеет двойное регулирование, поэтому для фиксированного угла лопасти рабочего колеса и фиксированного напора, необходимо менять открытие направляющего аппарата для получения комбинаторной зависимости.

У ряда зарубежных авторов при сравнении результатов расчета с экспериментальными данными отмечается завышенный КПД при малых расходах и сильно заниженное (3-8%) значение на больших открытиях лопасти рабочего колеса. Согласно авторам Dragica Jošt, Andrej Lipej, Peter Meznar, написавших статью «Numerical prediction of efficiency, cavitation and unsteady phenomena in water turbines», указанное отличие расчетных и экспериментальных данных может быть вызвано некорректным решением задачи в стационарной постановке. В настоящей работе показано, что учет течения в радиальном зазоре между лопастью и камерой рабочего колеса приводит к значительному изменению картины течения в рабочем колесе и отсасывающей трубе. На малых открытиях и в оптимальной зоне, учет течения в радиальном зазоре дает более высокие расчетные значения потерь в рабочем колесе, момент на валу турбины уменьшается, наблюдается сдвиг «пропеллерной» характеристики в сторону больших расходов. Расчет с учетом течения в зазоре на больших открытиях также показал увеличение потерь в рабочем колесе, но при этом существенно меняется картина течения за рабочим колесом (отсутствуют отрывные течения в конусе) и существенно уменьшаются по-

тери в отсасывающей трубе. Учет течения в зазоре качественно и количественно изменяет зависимость КПД от расхода и как показано на рис. 10, 11 позволяет получить лучшую сходимость с экспериментальными данными.

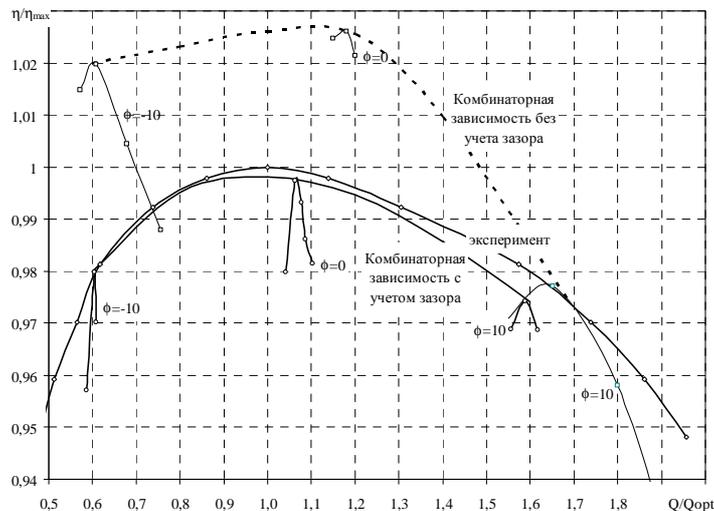


Рис. 10. Комбинаторная характеристика гидротурбины ПЛ 15:
 □ – расчет без учета зазора; ○ – расчет с учетом зазора

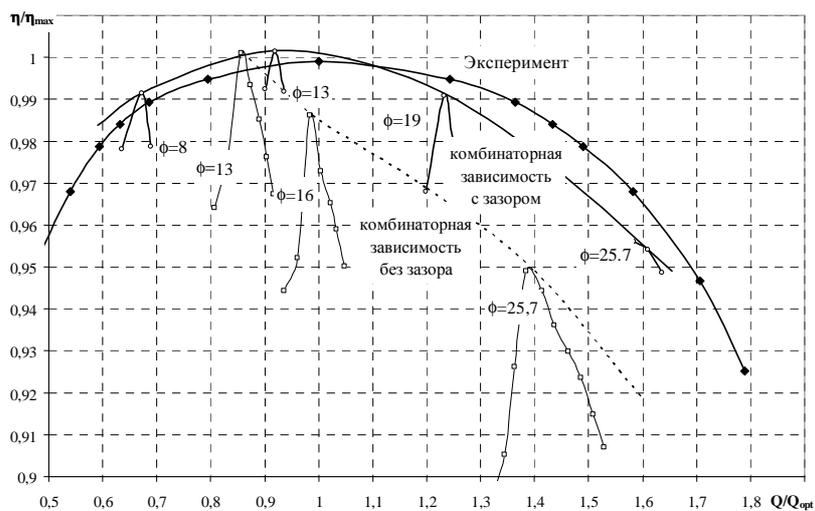


Рис. 11. Комбинаторная характеристика гидротурбины ПЛ 20:
 □ – расчет без учета зазора; ○ – расчет с учетом зазора

В работе проведены расчеты течения для натурной турбины Каплана ПЛ 20. Представлено сравнение результатов расчета, полученных на тетраэдральной расчетной сетке без учета зазоров, и результаты расчета, полученные по предложенной методике с учетом радиального зазора (рис. 11). Дается анализ влияния зазора на кинематику потока и распределение потерь в элементах проточной части.

В работе показана важность и необходимость соблюдения размера ячеек расчетной сетки на интерфейсных поверхностях (в «плоскостях смещения») с обеих сторон. Несоблю-

дение размеров ячеек в этой зоне приводит к отрицательным потерям в направляющем аппарате, что противоречит физике процесса.

В заключении работы обобщаются полученные результаты:

1. Проведённый анализ показал, что существующие 2х и квази- 3х мерные методы прогнозирования энергетических характеристик не позволяют с высокой точностью прогнозировать показатели гидротурбины. Для расчета отдельных видов потерь в решетках с использованием этих методов требуется подбор эмпирических коэффициентов, которые могут изменяться в зависимости от быстроходности гидротурбины. Кроме того, расчет течения в спиральной камере и отсасывающей трубе гидротурбины такими методами не производится, потери в этих элементах определяются гидравлическими методами приближенно.

2. Проведено численное исследование влияния расчетной сетки на картину течения, интегральные и локальные параметры гидротурбины. Показано, что использование тетраэдральной расчетной сетки ведет к значительно большему количеству расчетных ячеек, значительно худшему их качеству и плохому описанию течения в области пограничного слоя. Показаны несомненные преимущества применения гексаэдральных расчетных сеток.

3. Проведены систематические исследования влияния моделей турбулентности, реализованных в ANSYS FLUENT на интегральные и локальные параметры. Исследование проводилось в криволинейном диффузоре, колесе питательного насоса и отсасывающей трубе гидротурбины. Показано слабое влияние моделей турбулентности, реализованных в ANSYS FLUENT, на решение задачи в исследуемых проточных областях. На основе полученных результатов рекомендована RNG k-ε модель турбулентности.

4. Проведены исследования влияния видов взаимодействия между вращающимися и неподвижными частями. Показано, что использование модели «плоскость смещения» обеспечивает получение корректного решения по локальным и интегральным результатам расчета.

5. Рассмотрены вопросы и даны рекомендации по выбору стационарного и нестационарного подходов, порядка аппроксимации уравнений, граничных условий, критериев сходимости задачи.

6. Разработана методика расчета течения и прогнозирования энергетических характеристик гидротурбин с использованием результатов расчета трехмерного течения вязкой жидкости. Даны рекомендации по построению гексаэдральной расчетной сетки в спиральном подводе, в отсасывающей трубе; предложен путь быстрого и качественного создания расчетной сетки для направляющего аппарата и рабочего колеса. Предложены параметры расчетной модели и формулы для расчета КПД и напора гидротурбины, которые базируются на методике их определения в эксперименте.

7. На примере тихоходной радиально-осевой гидротурбины типа Френсиса показана важность моделирования течения в пазухах и зазорах при расчете КПД. Показана возможность использования эмпирических соотношений для определения объемных и дисковых потерь вместе с расчетом течения в проточной части без учета течения в пазухах и щелевых зазорах для корректного прогнозирования энергетических характеристик.

8. На модельном стенде «ЧКД Бланско холдинг» проведены энергетические испытания проточной части радиально-осевой гидротурбины РО 75. На основе полученных данных построена универсальная характеристика, произведен пересчет результатов модельных испытаний на натурные параметры.

9. На основе предложенной методики проведен расчет течения в трех проточных частях турбин Френсиса в стационарной постановке на персональном компьютере. Выполнен гидродинамический анализ кинематики потока во всех элементах проточной части. Показаны основные виды потерь, выявленные в ходе трехмерного расчета. Проведено сравнение результатов расчета с экспериментальными данными. Расхождение расчетных и экспериментальных данных для быстроходной турбины Френсиса в исследуемой области по интегральным параметрам не превышает 0.5%.

10. С использованием предложенной методики проведено расчетное исследование в двух турбинах Каплана. Показано влияние зазора между рабочим колесом и камерой на энергетические показатели. Проведен анализ картины течения в турбинах Каплана и представлено сравнение результатов расчета и эксперимента. Достигнуто хорошее согласование в оптимальной зоне и зоне малых открытий лопастей рабочего колеса. Существенно улучшено согласование расчетных и экспериментальных данных на больших углах установки лопастей рабочего колеса. Полученное в данной работе расхождение не превышает 2 %, которое ранее составляло порядка 5-8%.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ СОИСКАТЕЛЯ

Публикации в изданиях Перечня ВАК

1. Жарковский А.А. Моделирование вязкого течения в центробежных рабочих колесах / А.А. Жарковский, А.Ю. Поспелов // Компрессорная техника и пневматика. -2011. - № 5. - С. 18-24.

2. Жарковский А.А. Расчетное исследование течения и потерь в прямых и круговых решетках / Жарковский А.А., Поспелов А.Ю., Пугачев П.В. // Компрессорная техника и пневматика.- 2011. -№ 6. - С. 32-35.

3. Поспелов А.Ю. Верификация результатов расчета течения в отсасывающей трубе / Поспелов А.Ю., Георгиева Ю.Г., Жарковский А.А. // Научно-технические ведомости СПбГПУ (Наука и образование). - 2011 . - № 2. - С. 53-61.

4. Поспелов А.Ю. Расчет течения и прогнозирование гидравлических качеств гидротурбин / Поспелов А.Ю., Жарковский А.А. // Научно-технические ведомости СПбГПУ (Наука и образование). – 2011. - № 3. - С. 227-231.

Публикации в трудах конференций

5. Поспелов А.Ю. Численное исследование влияния структуры потока за рабочим колесом поворотно-лопастной гидротурбины на гидравлические потери в отсасывающей трубе / Поспелов А.Ю., Семенов Г.А. // III МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика" – изд-во СПбГПУ. - 2005. - С. 47-48.

6. Поспелов А.Ю. Исследование течения в подводе гидротурбины / Поспелов А.Ю., Варламов А.А., Семенов Г.А. // IV МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития" – изд-во СПбГПУ. - 2006. - С.23-25.

7. Поспелов А.Ю. Некоторые результаты расчетов горизонтальной капсульной гидротурбины для ПЭС / Поспелов А.Ю., Варламов А.А. // МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития" изд-во СПбГПУ. - 2008. - С. 83-86.

8. Жарковский А.А. Расчет трехмерного вязкого течения в рабочем колесе питательного насоса /Жарковский А.А., Поспелов А.Ю., Пугачев П.В. Труды МНТК Есоримр.ру. Москва, «Крокус Экспо». - 2008 . - С. 17.

9. Жарковский А.А. Численное исследование вязкого течения жидкости в рабочем колесе насоса / Жарковский А.А., Поспелов А.Ю. // Труды МНТК Есоримр.ру. Москва, «Крокус Экспо». - 2009 . - С. 17.

10. Поспелов А.Ю. Расчет трехмерного течения в рабочем колесе и отводе промежуточной ступени питательного насоса / Поспелов А.Ю., Жарковский А.А. // Вестник УГАТУ Уфа, УГАТУ, РНТК «Мавлютовские чтения», 21-24.03.2011. - С.163-166.

11. Поспелов А.Ю. Расчет течения в проточной части гидротурбины РО 75 / Поспелов А.Ю. // VI МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика". - СПб, СПбГПУ. - 2010. - С. 128-130.