

На правах рукописи



Румахеранг Вулфилла Максимилиан

**УСОВЕРШЕНСТВОВАННАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА КАВИТАЦИОННЫХ
ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГИДРОТУРБИНЫ**

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 :

Топаж Григорий Ицкович, доктор технических наук, профессор, ФГБОУ ВПО «СПбГПУ» профессор кафедры «Турбины, гидромашин и авиационные двигатели».

Официальные оппоненты :

Климович Виталий Иванович, доктор физико-математических наук, профессор, главный научный сотрудник ОАО «ВНИИГ им. Б. Е. Веденеева».

Семенов Георгий Александрович, кандидат физико-математических наук, ведущий конструктор ОАО «Силовые машины – Ленинградский металлический завод».

Ведущая организация :

ОАО «НПО ЦКТИ им. И. И. Ползунова», г. Санкт-Петербург.

Защита состоится «18» июня 2013г. в 16.00 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 «__» 2013г.

Ученый секретарь

Диссертационного совета Д 212.229.09
доктор технических наук, профессор



Хрусталеv Борис Сергеевич

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Известно, что кавитационные показатели гидротурбины в значительной степени определяют надежность работы и стоимость строительства ГЭС. В последнее десятилетие были разработаны и реализованы в нескольких программных комплексах различные модели расчета кавитации. Однако для расчетного определения кавитационных характеристик гидротурбин эффективность указанных программных комплексов пока недостаточно изучена, и они не получили широкого внедрения в инженерную практику. В настоящее время основным способом надежного определения кавитационных характеристик остается эксперимент, который является довольно сложными и трудоёмким процессом, требующим больших физических и экономических затрат. Учитывая сказанное, становится очевидным актуальность и большое практическое значение данной работы, направленной на разработку расчетной методики, позволяющей эффективно и с достаточной точностью определить кавитационные характеристики гидротурбины.

Цели и задачи работы. Основная цель данной работы состоит в разработке и апробации усовершенствованной методики расчета кавитационных характеристик гидротурбины. Для реализации указанной цели в работе были поставлены и решены следующие задачи:

- Провести анализ научно-технической литературы по данной тематике.
- Оценить адекватность современных квазитрехмерных и трехмерных методов расчета распределения давлений по лопасти для случаев безкавитационного и кавитационного обтекания рабочего колеса.
- Провести апробацию различных современных моделей кавитационного течения жидкости путем сопоставления расчетных и экспериментальных исследований кавитационного обтекания плоского крыла.
- Разработать усовершенствованную методику расчета кавитационных характеристик гидротурбины. Выполнить с помощью разработанной методики расчетные исследования кавитационных характеристик радиально-осевых гидротурбин разной быстроходности и сопоставить результаты расчета с экспериментом.

Методы исследования. Поставленные в работе задачи решены на основе методов вычислительной гидродинамики и анализа экспериментальных данных.

Научная новизна. В результате расчета кавитационного обтекания цилиндрического крыла NASA-0012 при различных числах кавитации и сопоставления с экспериментом

выполнена верификация баротропной и двухфазной моделей кавитации. Разработана усовершенствованная методика определения кавитационных характеристик гидротурбины. Проведены расчетные исследования и сопоставление их с результатами эксперимента по определению кавитационных характеристик двух рабочих колес радиально-осевых гидротурбин различной быстроходности, которые показали эффективность и высокую точность предложенной методики.

Практическая значимость работы. Разработанная методика может быть использована для прогнозирования кавитационных характеристик радиально-осевых гидротурбин и позволяет заменить сложные и дорогостоящие кавитационные испытания моделей гидротурбин численными исследованиями их кавитационных характеристик.

Обоснованность и достоверность полученных результатов подтверждаются адекватностью используемого математического аппарата и моделей расчета, а также хорошим совпадением результатов расчетных исследований с соответствующими экспериментальными данными.

Реализация работы. Надежность и доступность определения кавитационных характеристик гидротурбины с помощью современной вычислительной техники позволяют использовать разработанную методику для решения различных прикладных инженерных задач, а также для научных и учебных целей.

Апробация работы. Основные материалы работы докладывались и обсуждались на конференциях: 6-ая МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития". СПб, СПбГПУ, 2010; 15-ая МНТК студентов и аспирантов "Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика". М, МГТУ им Баумана, 2011; 4-ая Всероссийская научно-практическая конференция «Актуальные проблемы машиностроения» Самара, Самарский научный центр, 2012; 8-ая МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития". СПб, СПбГПУ, 2012.

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 5 научных работ (в т.ч. 3 работы в журналах, рекомендованных ВАК).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, пяти глав, заключения и библиографического списка литературы из 93 наименований. Основное содержание работы изложено на 123 страницах (включает 80 рисунка и 13 таблиц).

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обосновывается актуальность работы по разработке расчетных методов надежного прогнозирования кавитационных характеристик гидромашин. Сформулированы основные цели и задачи данной работы.

В первой главе дан обзор и анализ работ, посвященных изучению физической сущности и методам исследования кавитации. Фактически кавитацию впервые открыли и стали исследовать в конце 18 века ученые Рейнольдс, Р.Е. Фруд, Барнаби и Парсонс. Однако теоретические методы изучения кавитации стали развиваться лишь в начале 20 века в фундаментальных работах Рэля, Кирхгоффа, Гельмгольца, Вагнера, Н.Е. Жуковского, С.А. Чаплыгина, М.А. Лаврентьева, Л.И. Седова и других. Среди наиболее интересных публикаций, посвященных кавитации, следует отметить монографии Г. Биркгофа, Э. Саррантелло, М.И. Гуревича, Кнеппа, А.Д. Перника, В.В. Рождественского.

Исследования кавитации в гидротурбинах интенсивно проводились на ЛМЗ Н.И.Пылаевым. В НПО ЦКТИ под руководством А.Д. Перника была создана кавитационная труба, на которой были проведены экспериментальные исследования кавитации, возникающей на крыловых профилях гидротурбинного класса. Результаты этих исследований нашли отражение в работах Ю.А. Гривнина и К.Т. Шлемензона, посвященных кавитационной эрозии и вопросам развития кавитации в рабочем колесе гидротурбины. Интересные исследования по кавитации в гидротурбинах проводились также в ЛПИ (ныне Санкт-Петербургский Государственный Политехнический Университет), в частности, А.И. Бусыревым, В.Г. Старицким, В.А. Долгополовым и другими. Экспериментальные исследования кавитационных характеристик гидротурбин широко проводятся в различных отечественных организациях, таких как ОАО ЛМЗ, НПО ЦКТИ, ЛПИ, МЭИ и других.

Расчетные исследования кавитации в гидротурбинах, в основном, проводились на основе решения прямой задачи обтекания лопастей рабочего колеса, позволяющей найти распределение давления по лопасти. В отечественном гидротурбостроении были выполнены многочисленные расчетные исследования влияния геометрических параметров рабочего колеса и режима работы на кавитационные показатели гидротурбины. В результате этих исследований предложен ряд эмпирических рекомендаций для приближенной оценки кавитационного коэффициента гидротурбины.

В 1989г. Г.И. Топаж. предложил приближенную методику расчета кавитационной характеристики, которая была реализована в программном комплексе «ГРАНИТ». В программе «ГРАНИТ» определение кавитационных характеристик проводится на основе

решения прямой квазитрехмерной задачи бескавитационного течения жидкости. Учитывая, что кавитация на лопасти рабочего колеса возникает, когда коэффициент давления $P^* = (P - P_{уст}) / \rho g H$ в точках лопасти становится равным по величине и обратным по знаку кавитационному коэффициенту установки $\sigma_{уст} = (P_{уст} - P_n) / \rho g H$ (где P – давление в точке лопасти, $P_{уст}$ – условная величина статического давления в области рабочего колеса, P_n – давление парообразования при данной температуре воды, H – напор, ρ – плотность жидкости), в программе «ГРАНИТ» для учета влияния кавитации используется приближенный прием, который предполагает, что на участке лопасти, где значения коэффициентов давления $-P^* > \sigma_{уст}$, эти значения принимаются равными значению $P^* = -\sigma_{уст} = const$, а на остальном участке лопасти значения коэффициентов давлений остаются в соответствии с эпюрой бескавитационного обтекания. За счет изменения эпюры давления происходит изменение величины крутящего момента. Определяя для заданного режима при разных значениях $\sigma_{уст}$ величины моментов M_z , можно построить расчётную «срывную» кавитационную характеристику, то есть зависимость относительного КПД от кавитационного коэффициента установки:

$$\eta^* = \eta_\sigma / \eta_{б.к} = M_\sigma / M_{б.к} = f(\sigma_{уст}), \quad (1)$$

где момент $M_z = \int_{S_1} \Delta p r dS_1$, Δp – перепад давлений на элементарной площадке dS_1 меридиональной проекции лопасти; S_1 – площадь меридиональной проекции лопасти рабочего колеса. Индекс "б.к" соответствует бескавитационному обтеканию лопасти, а индекс " σ " относится к случаю кавитационного обтекания лопасти при заданном значении $\sigma_{уст}$.

Многочисленные расчетные исследования гидротурбин различной быстроходности, выполненные с помощью АПК «ГРАНИТ» показали, что в ряде случаев расчетные величины кавитационных коэффициентов турбины могут значительно отличаться от экспериментальных значений. Анализируя причины такого расхождения, в главе 1 отмечается необходимость разработки усовершенствованной методики расчета кавитационных характеристик гидротурбины, основанной на современных трехмерных методах кавитационного течения вязкой жидкости.

Вторая глава посвящена анализу современных моделей расчета течения жидкости в проточной части гидротурбины, которые применяются для определения давления по лопасти рабочего колеса при его бескавитационном и кавитационном обтеканиях.

В теории гидротурбин существенный вклад в развитие квазитрехмерных методов расчета внесли В.И. Климович, Б.С. Раухман, Г.И. Топаж, И.Э. Этинберг и другие. Одной из первых отечественных работ, посвященных решению трехмерной задачи течения

идеальной жидкости в гидромашинах, была работа Г.М. Моргунова. В дальнейшем моделирование трехмерного течения вязкой жидкости в турбомашинах, в основном, проводилось на основе численного решения осредненных по Рейнольдсу уравнений Навье-Стокса. В частности, под руководством С.Г. Черного в сибирском отделении РАН была разработана программа CADRUN решения прямой трехмерной задачи течения вязкой жидкости, которая нашла практическое применение в ОАО «ЛМЗ» для расчета гидротурбин. В настоящее время разработаны методы расчета турбулентного течения вязкой жидкости, которые реализованы в современных коммерческих программных продуктах, таких как CFX, FINETM/Turbo, Fluent, Numeca, Star CD, Flow Vision. Указанные программные комплексы в настоящее время широко используются для расчёта бескавитационного течения жидкости в гидромашинах. Что касается расчета кавитации, то в связи со значительными трудностями численного и физического характера, возникающими при возникновении кавитации, вычислительная гидродинамика только недавно стала использоваться для решения практических задач кавитационного течения жидкости в гидротурбинах.

Развитие моделей кавитации начиналось с рассмотрения задачи динамики роста и захлопывания отдельного парового пузырька, решение которой описывается уравнением Рэлея-Плессета. Переход к модели сплошной среды осуществляется путем описания множества пузырьков несколькими переменными, зависящими от координаты и времени (в простейшем случае - одной, а именно, радиусом пузырька). В частности, в двухфазной модели кавитации, реализованной в пакете Fluent версии 5.4, используется уравнение Рэлея-Плессета, которое упрощается за счет пренебрежения вязкими силами, поверхностным натяжением и давлением газа.

В расчетах кавитации используется также баротропная модель, которая была предложена и развита в работах Coutier-Delgosha, Delannoy and Kueny, Ciro Pascarella and Vito Salvatore, Benoit Pouffary и др. Баротропная модель представляет собой модель сплошной среды, состоящей из однородной смеси, изменение плотности которой связано с изменением статического давления баротропным законом $\rho = \rho(p)$. В этом случае для моделирования кавитации может быть принята модель однофазной смеси, которая характеризуется переменной плотностью, изменяющейся в пределах расчетной области. Расчетные ячейки рассматриваются как полностью заполненные жидкостью ($\rho = \rho_\lambda$), паром ($\rho = \rho_v$), или их смесью в зависимости от величины давления в ячейке.

При снижении давления среды до давления насыщенного пара происходит практически скачкообразный переход жидкости в пар. Однако, при численной реализации,

предполагающей непрерывность физических переменных, такой скачок не может быть описан. В связи с этим, в области давления близкого к давлению парообразования вводится узкая промежуточная зона давлений (шириной порядка 1кПа), в которой плотность среды резко меняется по баротропному закону от плотности жидкости до плотности пара (рис.1). Значения плотностей жидкости и пара задаются с учетом фиксированной температуры.

Рассмотренная баротропная кавитационная модель была реализована компанией Numeca International в программном комплексе FineTM/Turbo. Баротропная модель расчета кавитации является сравнительно простой, и она без значительных трудностей может быть включена в любую базовую CFD-программу.

Более совершенными моделями кавитации являются модели, рассматривающие образование пара, его перенос и конденсацию и, соответственно, способные описать неравновесное состояние двухфазной среды. В основе этих моделей лежат уравнения переноса объемной или массовой доли одной из фаз, а также источниковое слагаемое, которое описывает испарение и конденсацию. Модели двухфазной среды получили распространение для расчета развитых кавитационных течений.

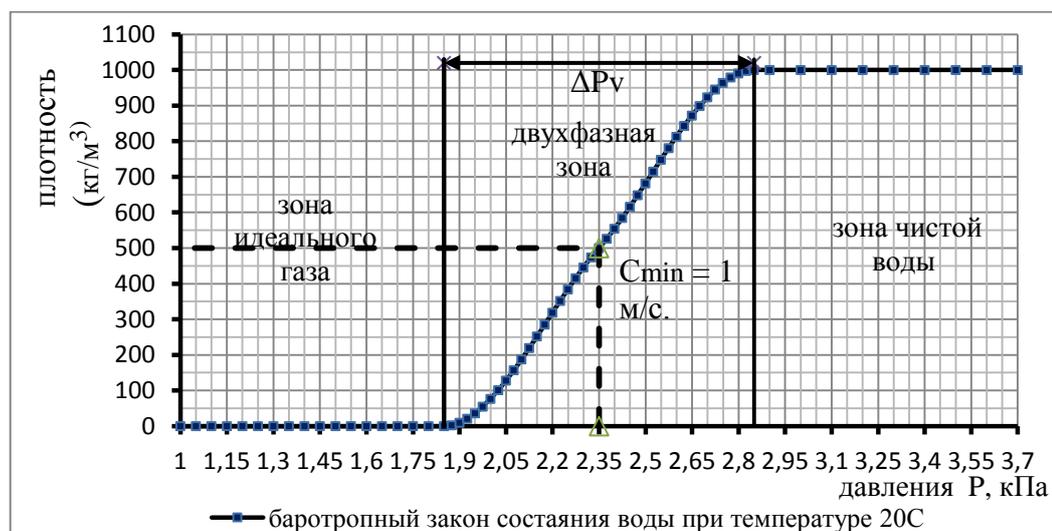


Рис.1. Баротропный закон состояния воды при температуре 20°C

Следует отметить, что кавитация, как правило, является нестационарным процессом. Тем не менее, распространенным подходом для описания кавитационных процессов является использование стационарных моделей гидродинамики.

Анализ технической литературы, выполненный в главах 1 и 2 показал, что, для определения кавитационных характеристик гидротурбин существующие методы моделирования кавитационного течения пока еще не получили широкого практического применения в российской инженерной практике. В настоящее время не ясно, какая из разработанных моделей кавитации позволяет эффективно и с достаточной точностью найти

фактическое распределение давлений по лопасти рабочего колеса при различных стадиях его кавитационного обтекания. Поэтому разработка усовершенствованной методики расчета кавитационных характеристик требует предварительной верификации существующих моделей кавитации.

Глава 3 посвящена расчету кавитационного обтекания симметричного профиля цилиндрического крыла *NACA-0012* при разных числах кавитации $K=2(P_{\infty}-P_n)/(\rho V_{\infty}^2)$ с помощью двух моделей кавитации: баротропной модели и двухфазной модели кавитации, реализованной в программном комплексе *ANSYS CFX*. Оценка точности и эффективности рассмотренных моделей кавитации проводилась на основе сопоставления результатов расчета с результатами экспериментальных исследований обтекания крыла *NACA-0012* при различных углах атаки ($\alpha=0\div 9^{\circ}$) и при разных числах кавитации $K=(3\div 0,6)$, выполненных Д.С. Большаковым в кавитационной трубе.

В программных комплексах *FINE/Turbo* и *ANSYS CFX* численная реализация кавитационного течения проводится в рамках расчета трехмерного турбулентного течения вязкой жидкости. Для решения трехмерной задачи используются осредненные по Рейнольдсу уравнения Навье-Стокса. В расчете принимается стандартная $k-\varepsilon$ модель турбулентности. В расчетной области с помощью программного трехмерного автоматизированного генератора сеток *IGGTM* была построена сетка, состоящая из 70000 узлов. Расчетным режимам соответствует числа Рейнольдса порядка $Re=1.2\cdot 10^6$.

Распределение коэффициентов давления по профилю *NACA-0012* при различных числах кавитации определяется по формуле $P^* = 2(P - P_{\infty})/(\rho V_{\infty}^2)$. На рис.2 представлены графики распределения коэффициентов давления по профилю дренированного крыла *NACA-0012*, полученные расчетом с помощью баротропной модели кавитации при задании чисел кавитации $K=3$ (режим бескавитационного обтекания) и $K=0,6$. Дается сопоставление полученных результатов расчета с соответствующими экспериментальными данными.

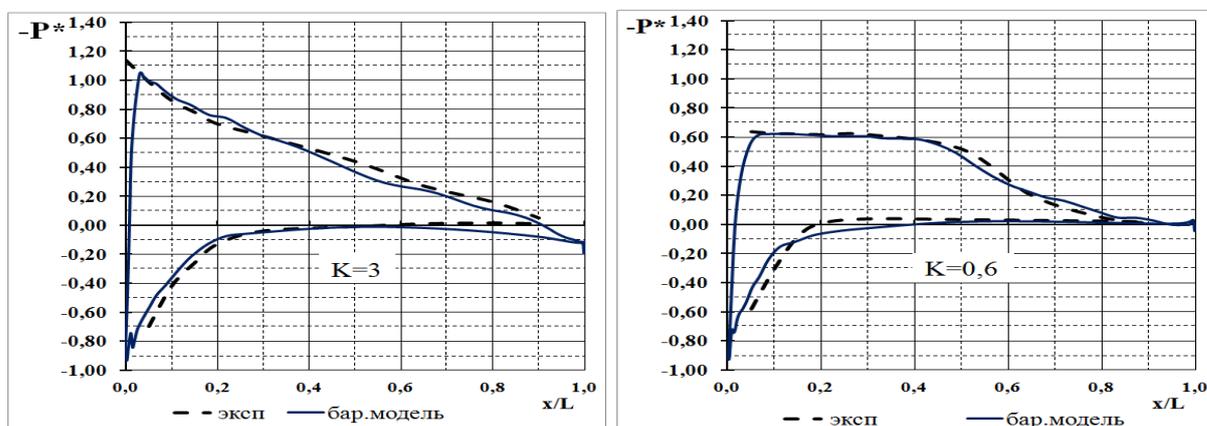


Рис.2. Распределения коэффициентов давления P^* при $K=3$ и $K=0,6$, ($\alpha = 5^{\circ}$)

Одной из основных гидродинамических характеристик крыла является коэффициент подъемной силы, который определяется по формуле:

$$C_y = \int_0^l \Delta p^*(\bar{l}) d\bar{l}, \quad (2)$$

где Δp^* - разность коэффициентов давления с двух сторон профиля. Интегрирование в формуле (2) производится вдоль безразмерной координаты хорды профиля. На рис.3 показаны зависимости $C_y=f(K)$, определенные по формуле (2) с учетом распределения коэффициентов давлений по профилю крыла NASA-0012, найденных в результате расчета с помощью двух рассмотренных моделей кавитации, а также эксперимента (при углах атаки $\alpha = 5^\circ$ и $\alpha = 3^\circ$).

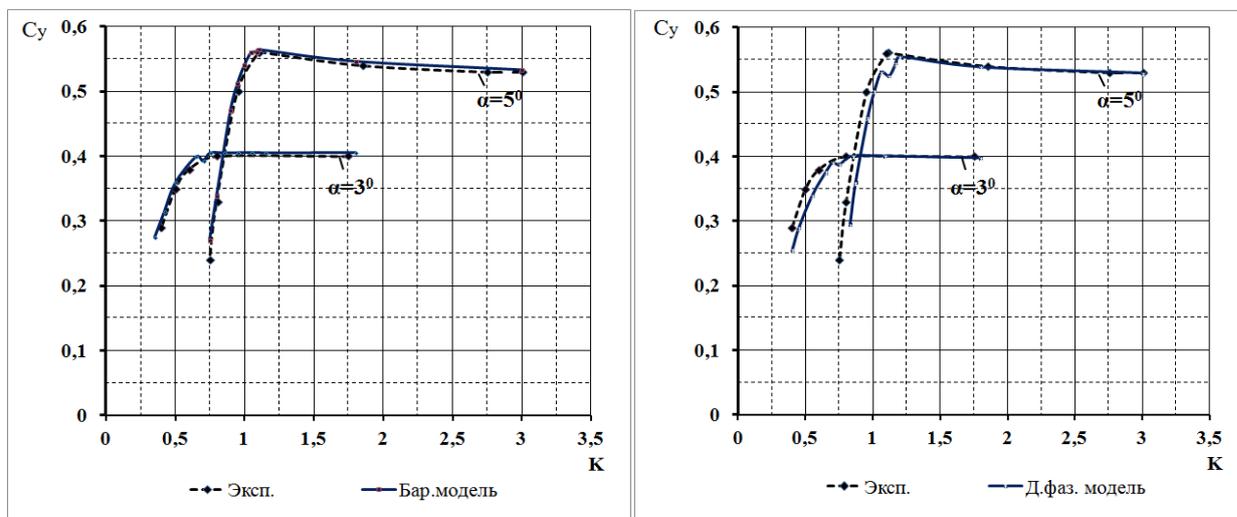


Рис.3. Кавитационные характеристики профиля крыла NASA-0012

Выполненные исследования показали, что обе расчетные модели кавитации (баротропная и двухфазная) позволяют получить хорошее согласование результатов расчета с экспериментом. Различие результатов расчета распределения давлений по профилю крыла NASA-0012, полученных с помощью баротропной и двухфазной моделей при различных числах кавитации, не превосходит 5%, и они практически совпадают с соответственными экспериментальными данными. Однако баротропная модель кавитации является более простой и менее трудоемкой по сравнению с двухфазной моделью. В частности, время расчета одной кавитационной характеристики (при $\alpha = \text{Const}$ и задании 10 значений чисел кавитации) составляет около 11 часов для баротропной модели и приблизительно 23 часа для двухфазной модели (ПК Intel(R) core (TM) i7 CPU, оперативная память 12 гб.). Используя зависимость $C_y=f(K)$, можно найти критическое значение числа кавитации, при котором происходит резкое изменение коэффициента подъемной силы.

На основе выполненных расчетных исследований и сопоставления их с результатами эксперимента предложена усовершенствованная методика расчета кавитационных характеристик гидротурбины, которая состоит из следующих этапов:

- расчет прямой трехмерной задачи кавитационного обтекания лопастной системы на заданном режиме на основе баротропной модели кавитации при различных значениях кавитационного коэффициента установки.
- построение с учетом зависимости (1) расчетной кавитационной «срывной» характеристики и определение критического значения кавитационного коэффициента турбины.

В главе 4 с целью оценки эффективности и точности предложенной методики выполнены расчеты кавитационных характеристик быстроходной гидротурбины типа РО75 по предложенной методике, а также по экспрес-методике, реализованной в АПК «ГРАНИТ». Дается сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными.

Всего было исследовано шесть режимов работы гидротурбины РО75, для которых ранее были получены экспериментальные кавитационные характеристики. В табл. 1 указаны приведенные обороты n_{11} и приведенный расход Q_{11} исследованных режимов.

Табл.1. Расчетные режимы гидротурбины РО75

	Режим 1	Режим 2	Режим 3	Режим 4	Режим 5	Режим 6
n_{11} , об/мин	75.88	75.88	75.88	86.17	86.17	86.17
Q_{11} , м ³ /с	1.01	1.155	1.31	1.085	1.17	1.33

Наряду с расчетом по программе «ГРАНИТ» были выполнены также для шести указанных режимов расчеты трехмерного вязкого турбулентного течения жидкости в проточной части гидротурбины РО75 с помощью программного комплекса FINE™/Turbo. В этом случае в проточной части была построена сетка, состоящая из 610790 узлов в области направляющего аппарата и 1200000 узлов в области рабочего колеса. При этом значения безразмерных величин Y^+ составляет порядка 30, при расстоянии от ближайшей точки сетки до стенки равно $(1.7 \div 2.5) \cdot 10^{-4}$ м. Для расчетных режимов работы турбины числа Рейнольдса находятся в пределах $Re = (3.0 \div 4.4) \cdot 10^6$. Для каждого расчетного режима в качестве граничных условий задаются: величина и направление вектора абсолютной скорости и параметры k и ε модели турбулентности во входном сечении проточной части. Также необходимо задать величину напора H и массив значений кавитационного коэффициента установки $\sigma_{уст}$ (или статического давления установки $P_{уст}$) в области рабочего

колеса. На всех твердых стенках ставится условие прилипания. При расчете кавитации рассматривалась баротропная модель, в которой изменение плотности среды связано с изменением статического давления баротропным законом.

Для каждого режима (табл.1) при задании 8-10 различных значений давления установки $P_{уст}$ (или кавитационного коэффициента $\sigma_{уст}$) были получены поля давлений по лопасти рабочего колеса гидротурбины РО75. Определив на заданном режиме для 8-10 значений $\sigma_{уст}$ распределение давления по лопасти рабочего колеса, можно по формуле (1) найти значения крутящего момента и построить расчетную кавитационную «срывную» характеристику $\eta^* = f(\sigma_{уст})$. На рис.4 показаны расчетные кавитационные характеристики гидротурбины РО75, полученные для режима 1 (табл.1) с помощью программных комплексов «ГРАНИТ» и FINE™/Turbo. Аналогичные расчетные кавитационные характеристики были получены для всех шести расчетных режимов. На рис.4 приведена также экспериментальная «срывная» характеристика. Экспериментальные характеристики были определены в результате модельных испытаний гидротурбины РО75, выполненных ОАО «ТЯЖМАШ» на кавитационном стенде лаборатории ЧКД Бланско холдинг (диаметр рабочего колеса модели $D_1=0.32\text{м.}$, напор $H_M=19.5\text{м.}$).

Анализ полученных результатов показал, что для всех рассмотренных режимов расчет кавитационных характеристик с помощью предложенной методики обеспечивает значительно лучшее согласование с соответствующими экспериментальными характеристиками по сравнению с расчетом по методике, реализованной в программном комплексе «ГРАНИТ».

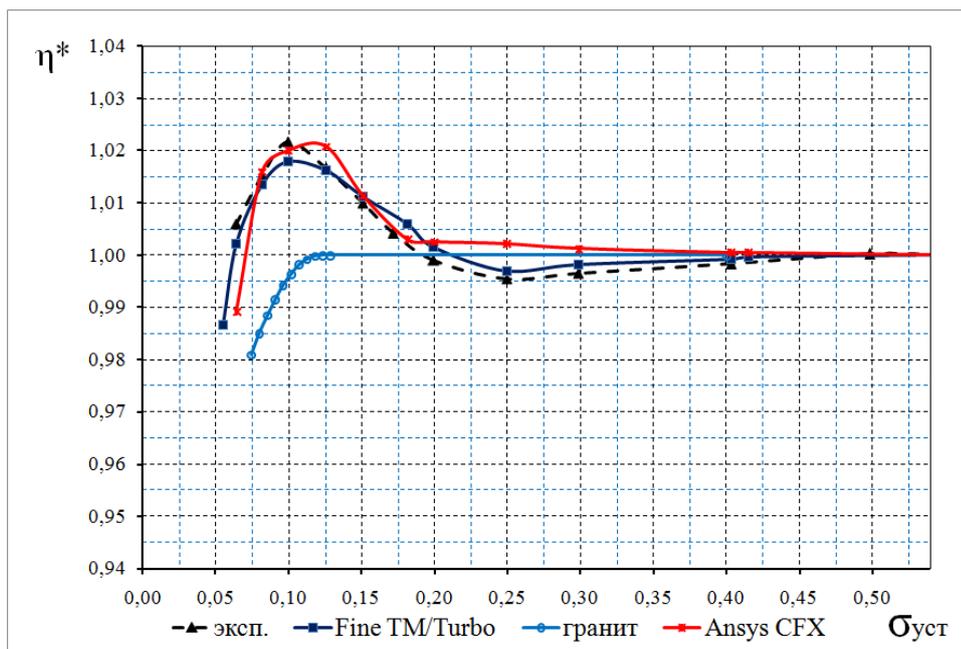


Рис. 4. Расчетные и экспериментальная «срывные» характеристики гидротурбины РО75 (режим 1)

В табл.2 для шести рассмотренных режимов приведены расчетные и экспериментальные значения кавитационного коэффициента турбины, полученные в соответствии с рекомендацией МЭК из условия падения КПД гидротурбины на 1% по сравнению с КПД при бескавитационном обтекании рабочего колеса РО75 на этих режимах (при величине $\eta^*=0.99$, рис.4).

Табл.2. Расчетные и экспериментальные значения кавитационного коэффициента гидротурбины РО75

	Режим 1	Режим 2	Режим 3	Режим 4	Режим 5	Режим 6
$\sigma_{\text{эксп}}$	0,050	0,076	0,124	0,073	0,075	0,126
$\sigma_{\text{гранит}}$	0,0875	0,116	0,145	0,110	0,124	0,150
$\sigma_{\text{FINE}^{\text{TM}}/\text{Turbo}}$	0,051	0,074	0,120	0,071	0,073	0,13

Из табл.2 видно, что погрешность расчетного определения кавитационного коэффициента турбины $\sigma_{\text{FINE}^{\text{TM}}/\text{Turbo}}$ (расчет по предложенной методике) составляет для шести рассмотренных режимов 2-5% , а отличие расчетных значений $\sigma_{\text{гранит}}$ (расчет по методике, реализованной в АПК ГРАНИТ) от соответствующих экспериментальных величин $\sigma_{\text{эксп}}$ меняется в пределах 20-60% .

Глава 5 посвящена расчетным исследованиям кавитационных характеристик тихоходной гидротурбины типа РО230 и сопоставлению результатов расчета с экспериментом. Аналогично главе 4, в этой главе выполнены расчеты кавитационных показателей гидротурбины РО230 по предложенной методике, а также по экспрес-методике, реализованной в АПК «ГРАНИТ». Всего было исследовано десять режимов, указанных в табл.3, для которых ранее были получены экспериментальные кавитационные характеристики.

Табл. 3. Расчетные режимы работы гидротурбины РО230

	Режим 1	Режим 2	Режим 3	Режим 4	Режим 5	Режим 6	Режим 7	Режим 8	Режим 9	Режим 10
n_{11} , ОБ/МИН	65,33	65,33	65,34	65,33	69,37	69,43	69,46	73,67	73,74	73,75
Q_{11} , М ³ /с	0,439	0,471	0,531	0,581	0,464	0,527	0,579	0,457	0,523	0,577

Для каждого режима с помощью АПК «ГРАНИТ» было получено распределение давлений по лопасти рабочего колеса при его бескавитационном обтекании колеса. Также для десяти указанных режимов были проведены расчеты трехмерного течения вязкой жидкости с помощью программного комплекса FINETM/Turbo. В этом случае в расчетной

области проточной части турбины PO230 с помощью программы трехмерного автоматизированного генератора сеток AutoGrid5TM. была построена сетка, состоящая из 800000 узлов в области направляющего аппарата и 1200000 узлов в области рабочего колеса. Для расчета кавитации рассматривалась баротропная модель. Расчеты проводились при задании 8-12 различных значений кавитационного коэффициента установки $\sigma_{уст}$ на каждом режиме. В результате для фиксированного режима и каждого значения $\sigma_{уст}$ было получено распределение коэффициентов давления по лопасти рабочего колеса. Это позволило построить, используя формулу (1), для всех десяти расчетных режимов «срывные» характеристики $\eta^* = f(\sigma_{уст})$.

На рис. 5 показаны расчетные кавитационные «срывные» характеристики гидротурбины PO230, полученные с помощью программ «ГРАНИТ» и FINETM/Turbo, а также соответствующая экспериментальная характеристика (режим 6, табл.3). Экспериментальные характеристики были определены в результате модельных испытаний гидротурбины PO230 на энергокавитационном стенде лаборатории водяных турбин ОАО ЛМЗ (диаметр модели рабочего колеса $D_{1м}=0.46м$, кавитационные испытания проводились при напоре $H=25м$ и температуре воды $t=20^0$).

Из сопоставления полученных результатов расчета с экспериментальными данными видно, что для всех рассмотренных режимов работы тихоходной гидротурбины PO230 (аналогично быстроходной гидротурбине PO75) расчет кавитационных характеристик с помощью предложенной методики обеспечивает значительно лучшее согласование с соответствующими экспериментальными характеристиками по сравнению с расчетом по методике, реализованной в программном комплексе «ГРАНИТ».

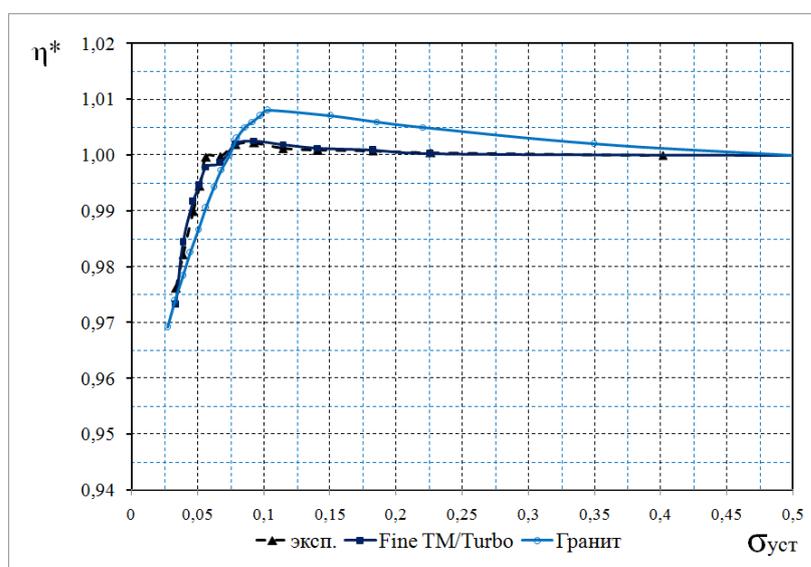


Рис 5. Расчетные и экспериментальная «срывные» характеристики гидротурбины PO230 (режим 6)

В табл.4 приведены расчетные и экспериментальные значения кавитационного коэффициента турбины, полученные из условия падения КПД гидротурбины РО230 на 1% по сравнению с величинами КПД при ее бескавитационном обтекании. Из табл.4 видно, что погрешность расчетного определения кавитационного коэффициента турбины $\sigma_{\text{FINE}^{\text{TM}}/\text{TURBO}}$ по предложенной методике для всех рассмотренных режимов не превышает 4,5% , а отличие расчетных значений $\sigma_{\text{ГРАНИТ}}$ по методике, реализованной в АПК ГРАНИТ, от соответствующих экспериментальных величин $\sigma_{\text{ЭКСП}}$ меняется в зависимости от режима от 2% до 40%.

Табл.4. Расчетные и экспериментальные значения кавитационного коэффициента гидротурбины РО230

	Режим 1	Режим 2	Режим 3	Режим 4	Режим 5	Режим 6	Режим 7	Режим 8	Режим 9	Режим 10
$\sigma_{\text{ЭКСП}}$	0,031	0,047	0,049	0,041	0,035	0,047	0,039	0,031	0,047	0,047
$\sigma_{\text{ГРАНИТ}}$	0,037	0,046	0,060	0,070	0,045	0,051	0,070	0,042	0,055	0,068
$\sigma_{\text{FINE}^{\text{TM}}/\text{TURBO}}$	0,032	0,046	0,050	0,043	0,036	0,046	0,038	0,030	0,049	0,048

Следует отметить, что определение для одного режима кавитационного коэффициента турбины с помощью экспресс-методики, реализованной в АПК ГРАНИТ, занимает всего несколько минут машинного времени. Аналогичный расчет по предложенной методике с помощью программного комплекса FINETM/Turbo является достаточно трудоемким и занимает 25-27 часов машинного времени (ПК Intel(R) core (TM) i7 CPU, оперативная память 12 гб.). Однако, как показали выполненные расчеты, предложенная методика позволяет с высокой точностью прогнозировать кавитационные характеристики радиально-осевых гидротурбины, что дает возможность существенно сократить трудоемкость и стоимость определения кавитационных показателей гидротурбины по сравнению с модельными экспериментальными исследованиями на кавитационном стенде.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Проведён обзор и анализ существующих работ, посвященных исследованиям кавитации в гидромашинах. Рассмотрены расчетные и экспериментальные методы определения основных показателей, определяющих кавитационные качества гидротурбины. Отмечается, что дальнейшее совершенствование методики расчета кавитационных характеристик гидротурбины требует применения современных

трехмерных моделей кавитационного течения вязкой жидкости.

2. Выполнена верификация двух моделей кавитации: баротропной модели, реализованной в коммерческой программе FINE™/Turbo и двухфазной модели кавитации, реализованной в программном комплексе ANSYS CFX. Показано, что обе расчетные модели кавитации (баротропная и двухфазная) позволяют получить хорошее согласование результатов расчета распределения давлений по профилю с экспериментом. Однако баротропная модель кавитации является более простой, менее трудоемкой и требует в несколько раз меньше машинного времени по сравнению с двухфазной моделью.

3. Предложена усовершенствованная методика расчета кавитационных характеристик гидротурбины, которая состоит из решения прямой трехмерной задачи кавитационного обтекания лопастной системы на основе баротропной модели кавитации при различных значениях кавитационного коэффициента установки и последующего построения кавитационной «срывной» характеристики.

4. Выполнены расчетные исследования кавитационных характеристик двух гидротурбин различной быстроходности и дается сопоставление результатов расчета с экспериментальными данными. Показано, что определение кавитационных характеристик на основе предложенной методики обеспечивает для всех рассмотренных режимов значительно лучшее согласование расчетных и экспериментальных кавитационных характеристик по сравнению с экспресс-методикой, реализованной в программном комплексе «ГРАНИТ».

5. Предложенная методика позволяет с высокой точностью прогнозировать кавитационные характеристики радиально-осевых гидротурбин (отличие результатов расчета от экспериментальных данных не превосходит 5%) и поэтому дает возможность в процессе расчетных исследований и проектирования гидротурбин существенно сократить трудоемкость и стоимость определения их кавитационных показателей по сравнению с экспериментальными исследованиями модельной гидротурбины на кавитационном стенде.

ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Публикации в изданиях Перечня ВАК

1. Румахеранг, В.М. Расчет кавитационного обтекания рабочего колеса радиально-осевой гидротурбины / В.М. Румахеранг, Г.И. Топаж // Известия Самарского научного центра российской академии наук, том 13. -Самара.: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2011.- №1(2). -С.472-475.

2. Румахеранг, В.М. Оценка эффективности моделирования кавитационного течения жидкости с помощью баротропной модели расчета/ В.М. Румахеранг, Г.И. Топаж // Известия Самарского научного центра российской академии наук, том 14. -Самара.: Изд-во Самарского научного центра РАН, 2012.- №1(2). -С.645-648.

3. Румахеранг, В.М. Методика расчетного определения кавитационных показателей гидротурбин / В.М. Румахеранг, Г.И. Топаж, А.В. Захаров // Научно-технические ведомости СПбГПУ (наука и образование), №1, 2012. -С.112-118.

Публикации в трудах международных конференций

4. Румахеранг, В.М. Расчет кавитационных показателей гидромашины / В.М. Румахеранг, Г.И. Топаж // Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика: сборник докладов. Труды 15-й международной научно-технической конференции студентов и аспирантов (5-6 декабря 2011г., Москва).-М.: Изд-во МГТУ им. Баумана, 2011. -С.30-36.

5. Румахеранг В.М. Усовершенствованная методика расчета кавитационных показателей гидротурбин / В.М. Румахеранг, А.Е. Салиенко, Г.И. Топаж // Труды 7-й международной НТК «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития» (14-15 Июня 2012г., Санкт-Петербург), изд-во СПбГПУ, 2012. -С. 100-106.