

на правах рукописи

Жарковский Александр Аркадьевич

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ
В ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ НИЗКОЙ И СРЕДНЕЙ БЫСТРОХОДНОСТИ
ДЛЯ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ АВТОМАТИЗИРОВАННОГО ПРОЕКТИРОВАНИЯ

05.04.13 - гидравлические машины, гидропневмоагрегаты

Автореферат диссертации
на соискание ученой степени
доктора технических наук

Санкт-Петербург
2003

Диссертация выполнена в государственном образовательном учреждении высшего профессионального образования “Санкт-Петербургский государственный политехнический университет” (ГОУ СПбГПУ)

Научный консультант: доктор технических наук, профессор Шкарбуль С.Н.

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Караханьян В.К.

доктор технических наук, вед. научн. сотр. Соломахова Т.С.

доктор технических наук, профессор Стрижак Л.Я.

Ведущая организация: ОАО ЛМЗ, Санкт-Петербург

Защита состоится 16 декабря 2003г. в 16 часов на заседании

диссертационного Совета Д 212.229.09 Санкт-Петербургского государственного политехнического университета / 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., 29, Главное здание, ауд.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Санкт-Петербургского государственного политехнического университета

Автореферат разослан _____ 2003г.

Ученый секретарь диссертационного Совета
доктор технических наук, профессор

Хрусталева Б.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность. Центробежные насосы (ЦН), в том числе ЦН низкой и средней быстроходности, широко применяются во многих отраслях промышленности и являются крупными потребителями электроэнергии. Обеспечение экономичности ЦН представляет собой важную проблему. Сокращение сроков и повышение качества проектирования возможно только с применением систем автоматизированного проектирования (САПР). Основу современных методов проектирования составляют математические модели (ММ) рассматриваемых объектов, в частности ЦН. Доводка ЦН до требуемых по ТЗ параметров на экспериментальных стендах представляет сложную и дорогостоящую исследовательскую работу. Применение хорошо обоснованных ММ дает возможность удешевить и сократить объем проектных и экспериментальных работ, увеличить количество проектируемых вариантов, ускорить процесс внедрения более совершенных конструкций. В связи с этим разработка технологии проектирования с применением методов математического моделирования представляется актуальной.

Цель работы. Работа посвящена решению важной проблемы: повышению эффективности ЦН путем повышения качества проектирования и сокращения сроков доводки за счет внедрения подсистем САПР, разработанных на основе широкого использования математического моделирования рабочих процессов.

Задачи исследований. Для достижения поставленной цели необходимо рассмотреть ряд задач, которые решаются в данном исследовании:

- разработать уточнённую физическую модель (ФМ) течения вязкой жидкости в рабочем колесе (РК) и отводящих устройствах ЦН низкой и средней быстроходности: малоканальном отводе (МКО) и спиральном отводе (СО);
- разработать методы расчета течения невязкой жидкости в РК, МКО и СО;
- разработать обобщенную ММ течения вязкой жидкости во вращающихся и неподвижных элементах ступени ЦН в приближении пространственного пограничного слоя (ППС) и низкоэнергетического следа с учетом разработанной ФМ;
- разработать ММ различного уровня для определения интегральных параметров: η_r , $\eta_{об}$, $\eta_{мех,в}$, η , H_T , H ;
- разработать алгоритмические модели и комплексы программ их реализующих для проектирования проточной части ЦН на основе решения прямой гидродинамической задачи с использованием ММ рабочего процесса и потерь;
- разработать схемы и алгоритмы для оптимизации формы проточной части;
- создать САПР ЦН, который позволит вести многовариантное проектирование ЦН с использованием разработанных ММ, хранение информации в базе данных.

Научная новизна выполненной работы заключается:

- в разработке уточненной ФМ течения в РК ЦН с пространственной формой лопастей и в неподвижных элементах ступени МКО и СО;
- в разработке ММ и методов их решения для расчета течения невязкой и вязкой жидкости в элементах ступени ЦН (РК, МКО, СО) в рамках аэродинамического подхода;
- в экспериментальном исследовании взаимного влияния РК и МКО на различных ре-

жимах;

- в разработке уточненной полиномиальной модели Шейнбрука-Хэча вторичных течений (ВТ) на обтекаемых поверхностях с переменным показателем степени P_2 ;
- в разработке ММ ВТ на лопастях в виде суперпозиции скоростей жидкости, перетекающей с дисков, и ВТ, возникающих на лопасти под воздействием поперечного градиента давления;
- в учете влияния низкоэнергетического следа у стороны разреза (СР) лопасти на течение, потери и на теоретический напор в ЦН;
- в создании ММ различного уровня для точной качественной и количественной оценки интегральных показателей ступеней ЦН;
- в экспериментальной проверке адекватности разработанных моделей;
- в разработке многоуровневой схемы оптимизации элементов проточной части;
- в разработке САПР ЦН, который базируется на разработанных ММ.

Достоверность научных положений и полученных в работе результатов подтверждена экспериментальными данными, полученными автором с использованием специально разработанных методов, сопоставлением результатов расчетов с результатами исследований других авторов, полученными при экспериментах с ЦН в модельных и натуральных условиях. Результаты экспериментов, теоретических расчетов достаточно хорошо согласуются между собой и соответствуют современным представлениям о гидродинамических процессах в центробежных турбомашинах.

Практическая значимость обуславливается тем, что:

- разработаны ФМ и ММ, позволяющие качественно и количественно правильно отразить особенности течения и определить КПД и напор проточной части ступени ЦН низкой и средней быстроходности;
- повышается эффективность элементов ступеней ЦН путем их многовариантной проработки с использованием САПР ЦН, базирующегося на разработанных ММ проектирования и рабочего процесса;
- сокращаются сроки и стоимость доводки ЦН путем использования разработанных ММ для определения интегральных показателей ступеней ЦН.

Работа выполнялась по планам госбюджетных и хоздоговорных научно-исследовательских работ кафедры гидромашиностроения Санкт-Петербургского Государственного Политехнического Университета (СПбГПУ).

Результаты исследований, разработанные модели и программы внедрены и применяются для проектирования ЦН во ВНИИАЭН г. Сумы, ВНИИРА, Ясногорский машиностроительный завод, НИИХиммаш и ООО "Герметичные насосы", Волгоград-нефтемаш, НТЦ "Хидротехника" АО "МолдоваХидромаш", ОАО ЛМЗ, ФГУП "Центр Келдыша", а также в учебной и научно-исследовательской работе кафедры гидромашиностроения СПбГПУ.

Апробация работы. Основные научные положения и результаты докладывались на V, VIII, X, XI Международных научно-технических конференциях по компрессоростроению (Сумы: 1974, 1989г.; Казань: 1995, 1998г.), на Всесоюзной НТК по турбома-

пинам (Калуга, 1982г.), на Республиканской НТК “Математические модели процессов и конструирования турбомашин в системах их автоматизированного проектирования” (Готвальд, 1985г.), на Российских НТК по проблемам энергетического машиностроения (СПб, 1987, 1992, 1997, 2000, 2001, 2002, 2003 г.; Москва, МВТУ, 1999г.), на III-й Международной конференции “Компьютерное моделирование-2002” (СПб, 2002г.), на конференции “Аэрокосмическая техника-2002” (Пермь, 2002г.), на 17-м Конгрессе МА-ГИ (Германия, Баден-Баден, 1977г.), на конференциях по исследованию течений в турбомашинах (Германия, Технический университет Дрездена, 1978, 1988, 1994г.), на международном симпозиуме по гидравлическим машинам (Китай, Пекин, 1989г.), на конференциях по лопастным турбомашинам Hydro-Turbo (Чехия, 1985, 1988, 1989, 1998г.).

Публикации. Основные научные результаты опубликованы в 36 работах.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, восьми глав, заключения и списка использованных источников и приложения.

Работа изложена на 568 страницах, включая 212 рисунков, 40 таблиц и 16 приложений. Список литературы включает в себя 290 наименований.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении рассмотрено значение проблемы создания современных машинных методов проектирования ЦН с применением САПР на основе математического моделирования, показана актуальность указанной проблемы и проводится критический анализ ее состояния. Показана необходимость замены используемых в лопастных гидромашинах (ЛГМ) для расчета течения вязкой жидкости в приближении пограничного слоя (ПС) упрощенных ММ, основывающихся на теории плоского ПС, на современные ММ, учитывающие специфику течения в ЦН. В ЛГМ разработка расчетных методов велась в основном для гидравлических турбин с относительно широкой проточной частью, в которых наибольшее влияние на гидродинамические показатели оказывала пространственность течения в невязком ядре потока. Ограничивающие диски вследствие относительно высоких лопастей в таких проточных частях не оказывают сильного влияния на формирование вязкого течения в межлопастных каналах. В связи с этим для оценки потерь использовались методы теории ПС, разработанные для плоских решеток профилей. Для гидравлических турбин с конфузورным течением в проточной части, в насос-турбинах и насосах высокой быстроходности с относительно широкими проточными частями такой подход дает удовлетворяющий практику результат. В относительно узких проточных частях ЦН, насос-турбин (в насосном режиме) низкой и средней быстроходности с диффузорным течением на развитие вязкого течения в межлопастных каналах сильное влияние оказывает наличие ограничивающих дисков. Причем как за счет дополнительных потерь на них самих, так и за счет воздействия сильных ВТ, возникающих на дисках и переносящих массы заторможенной жидкости к стороне разрежения (СР) лопасти, на формирование ППС на лопастях и низкоэнергетического следа у СР лопасти, который сильно загромождает межлопастной канал РК ЦН. Поэтому для ЦН, и особенно для ЦН низкой и средней быстроходности, методы

теории плоского ПС не применимы в отличие от ЛГМ с высокой быстроходностью.

Методы расчета ППС разрабатывались в общетеоретическом плане и применительно к центробежным турбомашинам в смежной с насосостроением области компрессоростроения (КС) в работах Степанова Г.Ю., Федяевского К.К., Гиневского А.С., Колесникова А.В., Шкарбуля С.Н., Баренбойма А.Б., Симонова А.М., Стрижака Л.Я. ММ течения в ППС были разработаны для РК центробежных компрессоров (ЦК) с цилиндрической формой лопастей для случая ВТ с линией симметрии на средней высоте лопасти в полной постановке на дисках (Резунков Ю.А.) и в осесимметричной (Савин Б.Н., Биба Ю.И., Беляев В.А.). Низкоэнергетический след в цилиндрических РК учитывался в работах Симонова А.М., Стрижака Л.Я., Власова В.М., Шлифштейна А.И., Михайлова В.А. При переходе к насосам нужно было иметь в виду, что для пространственной лопасти РК ЦН, расположенной в осевой части и области поворота РК, возможна несимметричность ВТ относительно средней высоты лопасти. Это нужно было учесть в ММ ППС на лопастях и низкоэнергетического следа у стороны разрежения лопасти на выходе из РК. Также в рамках единого подхода требовалось создать ММ и программный комплекс для расчёта параметров ППС и низкоэнергетического следа в неподвижных элементах, используемых в ЦН – МКО, СО.

При расчете ППС на внешней его границе требуется задание скорости невязкого течения в ядре потока. При расчете обтекания лопастей до сих пор наиболее часто используются квазитрехмерные методы, развитые в работах Сальникова В.С., Сироткина Я.А., Этинберга И.Э, Викторова Г.В., Раухмана Б.С., Соломаховой Т.С., Топажа Г.И. и др. Требовалось разработать метод расчета поля скоростей на дисках в рамках квазитрехмерного подхода. Было также необходимо создать метод расчета 3-х мерного течения невязкой жидкости в каналах МКО. В настоящее время МКО условно представляется как набор изолированных решеток прямого и обратного направляющего аппарата (с “треугольными” лопатками), канальной зоной поворота потока пренебрегают.

В ЦН отсутствовали машинные методы прогнозирования интегральных характеристик: η_r , N_r , N на основе расчета течения вязкой жидкости. Требовалось разработать методику расчета гидравлических потерь через параметры ППС и низкоэнергетического следа.

Помимо самих ММ требовалось разработать методику поиска оптимальной формы проточной части ЦН. Требовалось для углов $\beta_{л2} = 20-30^\circ$ найти оптимальную форму профиля относительной скорости $W(s)$, задаваемую вдоль скелетной линии лопасти при проектировании РК ЦН, и сравнить с рекомендациями для ЦК и ЦВ.

Разработанные ММ рабочего процесса и проектирования, оптимизационные процессы должны быть включены в САПР ЦН, с помощью которого можно вести многовариантное проектирование проточной части. Существует ряд САПР: паровых турбин (Шубенко-Шубин Л.А., Стоянов Ф.А. и др.), гидравлических турбин (Федоров А.В., Топаж Г.И., Сонин В.И., Кондратьев Ю.С. и др.), центробежных компрессоров (Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б., Никифоров А.Г., Савин Б.Н., Попова Е.Ю., Данилов К.А. и др.), ЦН (Караханьян В.К., Купреев Н.И., Лукашевич В.П.). При этом, как сле-

дует из литературы, САПР ЦН носит больше конструкторский характер. В связи с разработкой и накоплением ММ в насосостроении (Моргунов Г.М., Бабий М.С., Волков А.В. и др.) также получают развитие гидродинамические методы проектирования проточных частей. Для создания САПР ЦН помимо подсистем, связанных с ММ, методами оптимизации должны быть также разработаны подсистемы для хранения информации – БД ЦН и подсистема выпуска конструкторской документации.

В заключение сформулированы основные задачи исследования. Приводится структура работы и указаны основные научные положения, выносимые на защиту.

Первая глава посвящена экспериментальному исследованию и разработке ФМ течения и потерь в РК и отводящих устройствах МКО и СО. Исследования структуры потока проводились в ступени с $n_s=90$ питательного насоса ОСПТ-1150М к энергоблоку мощностью 300 МВт. РК с пространственной формой лопастей имело следующие параметры: $\varphi_2=0.088$; $\psi_1=0.6$; $D_{2\text{мод}}=D_{2\text{нат}}=0,398\text{м}$; $\beta_{12}=20^\circ$; $z=7$; $b_2/D_2=0,079$; $d_{\text{вт}}/D_2=0,46$; $D_o/D_2=0,60$; $(l/t)_{\text{ср}}=2,51$. Подвод осевой. Исследование течения в РК проводилось при выходе потока в БЛД ($D_3/D_2=1,017$; $b_3/b_2=1$; $D_4/D_3=1,5$) и МКО. Параметры МКО со ступенчатой зоной перевода потока из диффузора в обратные каналы (ОК) были следующими: $D_3/D_2=1,017$; $b_3/b_2=1,3$; $D_4/D_2=1,38$; $D_4/D_3 = 1,36$; $D_{4\text{max}}/D_2=1,5$; $z_{\text{МКО}}=6$; $\alpha_{13}=8^\circ$. Был исследован также МКО ступени ПН-1135 с непрерывной зоной перевода потока из направляющего аппарата (НА) в ОК. Исследования полей статических и полных давлений в натурной ступени проводились на аэродинамическом стенде при модельном числе оборотов $n=3000$ об/мин в области автомодельности по числу Рейнольдса ($Re_{12}=u_2 D_2/\nu=2 \cdot 10^6$) и при выполнении остальных условий механического подобия. Для передачи давления при измерениях в относительном движении в РК (182 дренажных точки) использовался передатчик давления. Полные давления, позволяющие судить о потерях в проточной части, измерялись на трех высотах (120 точек измерения) с помощью неориентируемых трубок полного давления (ТПД). Исследования течения проводились на семи режимах ($Q/Q_{\text{онт}}=1.6, 1.3, 1.0, 0.7, 0.3, 0.15, 0$). В пяти точках были измерены параметры ППС на выходе из РК. Помимо количественных измерений на аэростенде были выполнены в абсолютном и относительном движении в ступени питательного насоса (ПН) с $n_s=120$ методом нанесения масляной краски визуальные исследования пристенного вязкого течения, которые позволили представить картину донных ЛТ в целом во всем межлопастном канале.

Зондирование потока в ступени с осевым подводом и проходным валом показало, что при расходе $Q=0,45Q_{\text{онт}}$ появляется противоток у ПД. При расходах $Q \geq Q_{\text{онт}}$ наблюдается незначительная закрутка потока валом. При $Q < 0,3Q_{\text{онт}}$ имеется закрутка потока РК по всему поперечному сечению всасывающего патрубка. РК с $n_s=90$ в ступени с осевым подводом и выходом в БЛД имеет непрерывно падающую характеристику в области малых расходов. При испытаниях в ступени с МКО характеристика РК имеет западающий характер, что, очевидно, происходит из-за обратного влияния МКО на течение в РК при малых расходах. И действительно, исследования потока в РК в относительном движении показали, что при малых расходах на выходе из РК наблюда-

ются различия в распределении статических давлений (скоростей) на ограничивающих дисках и лопастях при выходе потока из РК в БЛД и МКО. В сечениях РК, удаленных от выхода, при малых расходах и расходах, близких к оптимальному, по всей длине канала, в том числе и на выходе, такого различия в распределении статических давлений не наблюдается.

В случае осерадиального РК ЦН с пространственными лопастями, начинающимися в осевой части, захватывающими полностью область поворота, наклоненными к поверхности диска под острым (СД лопасти) или тупым углом (СР лопасти), давление (скорость) поперек лопасти не постоянно (рис.1). При этом на лопасти возникают

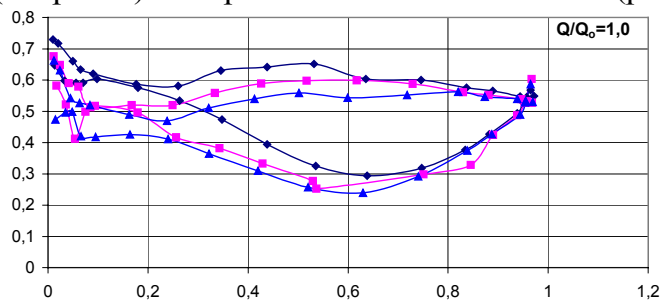


Рис. 1. Распределение скорости $W=W/u_2$ вокруг лопасти РК ПН ОСПТ-1150М:
—◆— ПД; —■— СРЛ; —▲— ОД

собственные ВТ помимо перетеканий с дисков, в отличие от РК с цилиндрическими лопастями. Визуализация донных ЛТ на лопастях также показала отсутствие линии симметрии ВТ на лопастях (рис. 2).

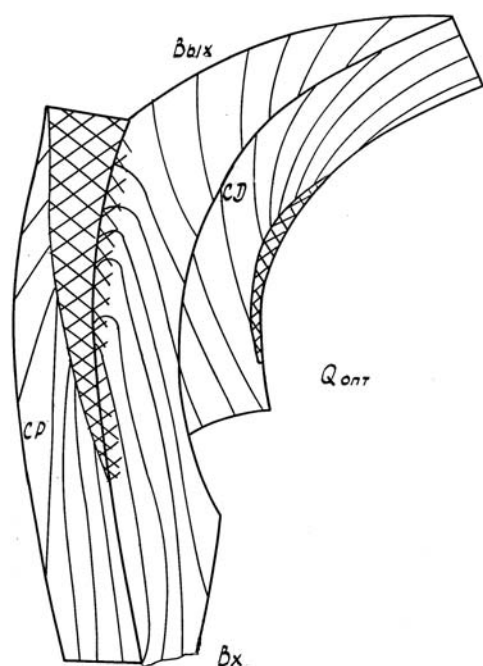


Рис. 2. Визуализация течения в РК ПН ($n_s=120$) при $Q=Q_{opt}$ (СР, ПД, СД)

При расходах, близких к оптимальному, профили продольной скорости в ПС на дисках, как показали измерения, хорошо описываются степенным законом с показателем, зависящим от переменного значения формпараметра: $u/W=(z/\delta)^{(H-1)/2}$. Для описания профилей скорости ВТ в ПС следует использовать модель, предложенную Шейнбруком и Хэчем. Показатель степени полинома P_2 следует выбирать по зависимости, полученной на основе обработки экспериментальных данных.

Исследования распределения полных давлений в каналах РК ЦН ($n_s=90$) с пространственной формой лопастей показали, что уже на оптимальном расходе наблюдается большая низкоэнергетическая зона у СР на выходе из РК (рис.3), в которой при незначительном расходе в ней сосредоточена значительная доля потерь в межлопастном канале. Наибольший размер эта зона имеет у ПД. Развитие низкоэнергетической зоны происходит под воздействием ВТ с ограничивающих дисков и отрицательного градиента скорости у СР лопасти. Без учета низкоэнергетической зоны добиться сходимости результатов расчета и эксперимента в РК ЦН невозможно. Особенностью низкоэнергетической зоны является отсутствие в этой области «классического» срыва.

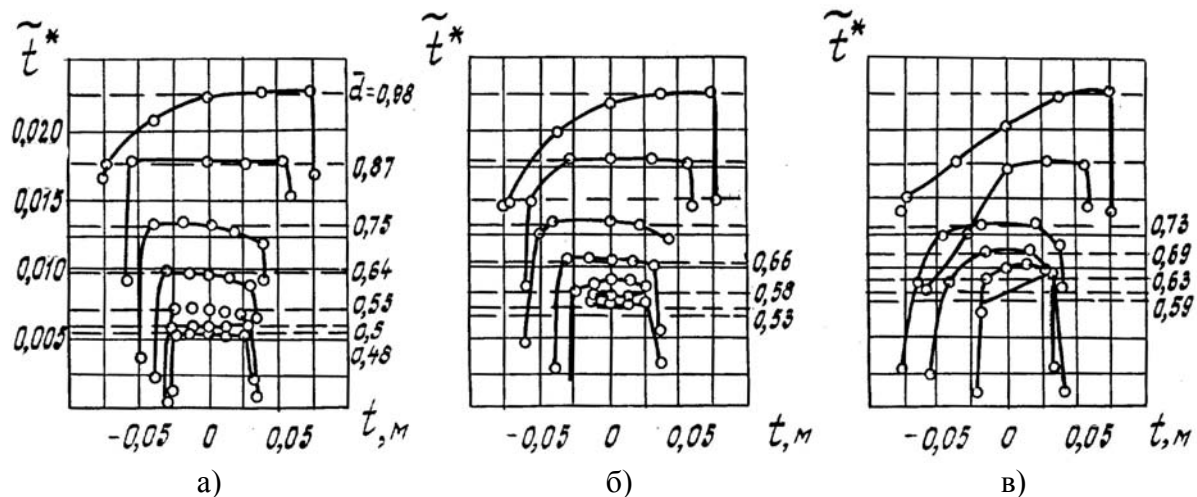


Рис. 3. Распределение по шагу безразмерного полного давления $\tilde{t}^* = (\tilde{p}^* - \tilde{p}_0^*) / \tilde{p}_0^*$ в межлопастном канале РК насоса ОСПТ-1150М при $Q=1.3Q_{\text{опт}}$: а – у ОД ($b/b_2=0.16$); б – на СрЛ ($b/b_2=0.5$); в – у ПД ($b/b_2=0.81$)

Визуализация течения в МКО на режимах, близких к оптимальному, показала, что вихрь в ядре потока в МКО с непрерывной зоной перевода потока отсутствует, в МКО со ступенчатой зоной перевода потока – имеется на входе в ОК и занимает до половины сечения канала (рис. 4). В связи с этим для расчета невязкого течения в ядре потока в МКО с непрерывной зоной перевода потока схему безвихревого течения можно применять для всей расчетной области, а для МКО со ступенчатой зоной перевода – для НА и условно - для зоны поворота и ОК. При расходе $Q=0.3Q_{\text{опт}}$ на входе в НА как со ступенчатой, так и с непрерывной зоной перевода потока существует вихрь (рис.5) и схема потенциального течения для ядра потока неприменима. На режимах, близких к оптимальному, ВТ в каналах НА МКО незначительны, в ОК – имеют место. Поэтому для расчета течения вязкой жидкости в МКО в приближении ПС следует использовать общую систему уравнений ППС. На режимах малых подач аэродинамическая схема (невязкое ядро + пограничный слой) для расчета течения непригодна.

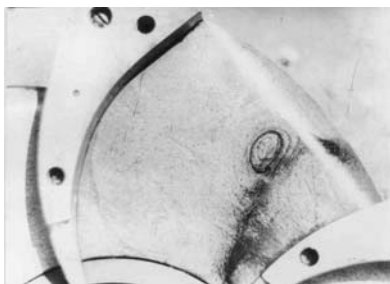


Рис. 4. Вихрь на входе в ОК МКО ПН ($n_s=90$) при $Q=Q_{\text{опт}}$ [9]

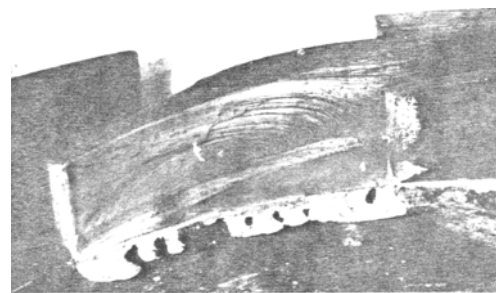


Рис. 5. Донные ЛТ в НА МКО ПН ($n_s=120$) при $Q = 0,3Q_{\text{опт}}$

Во второй главе изложены методы расчета осесимметричного течения в меридианной плоскости на основе гипотез равноскоростного потока (автоматизация графоаналитического метода) и потенциального потока (МКЭ). Сравнены различные расчетные формы меридианного потока между собой и с экспериментальными данными. Показано, что для РК с пространственной формой лопастей необходимо использовать рав-

носкоростной поток, для РК с цилиндрической формой лопастей – потенциальный.

Для расчета поля скоростей в межлопастном канале на поверхности тока использован метод интегральных уравнений. Подынтегральные функции в выражениях для составляющих скоростей V_x и V_y в канале на профиле особенностей не имеют. Однако, в точках на профиле, близких к расчетной точке в канале, имеются местные экстремумы значений подынтегральных функций (рис. 6). Для устранения "квазиособенностей" в подынтегральных функциях интегралов первого и второго рода подобраны сглаживающие функции.

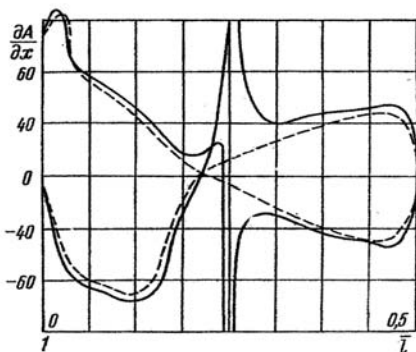


Рис. 6. Изменение подынтегральной функции $\partial A/\partial x$ вокруг лопасти:
 — до устранения квазиособенности;
 - - - после устранения

Математическая модель квазитрёхмерного течения невязкой жидкости не позволяет в полной мере учесть трёхмерность течения в ядре потока в РК. В

МКО строго нельзя использовать методы теории решеток для расчета течения. В связи с этим были разработаны методы расчета 3-х мерного невязкого течения МКЭ в РК и МКО. При менее общей постановке ($rot \vec{V} = 0$) схема потенциального течения позволяет описать значительный класс течений в РК, в том числе и с закруткой потока на входе в лопастную систему. Расчёт потенциального течения является основой определения скоростей и давлений в проточной части турбомашин. Потенциальное абсолютное трёхмерное течение в РК описывалось уравнением Лапласа в цилиндрической системе координат. Предложена аппроксимация потенциала течения функцией, претерпевающей разрыв 1-го рода (скачок) внутри конечного элемента (КЭ), которая используется затем в вариационной формулировке МКЭ для решения уравнения Лапласа в неодносвязной области и итерационного уточнения положения вихревого следа и значения потенциала без изменения формы расчетной области:

$$\varphi^\pm = [N] \{ \Phi_e \} [M^\pm] \{ \Gamma_e \}, \quad (1)$$

где $[M^+]$, $[M^-]$ - матрицы базисных функций для скачка потенциала, определённых соответственно в подэлементах σ_e^+ , σ_e^- ; $\{ \Gamma_e \}$ - вектор узловых значений скачка потенциала на поверхности разрыва в конечном элементе. Тогда СЛАУ для всей расчётной области с учётом возможного скачка потенциала в элементах:

$$[A] \{ \Phi \} + [B] \{ \Gamma \} = \{ F \}. \quad (2)$$

Для определения циркуляции СЛАУ (2) дополнена уравнениями схода потока с лопасти. В качестве условий схода потока с лопасти были рассмотрены условия равенства скоростей:

$$w^+ + w^- = 0, \quad (3)$$

и условия равенства давлений $p^+ = p^-$ с двух сторон выходной кромки лопасти или, как следует из уравнения Бернулли:

$$(w^+)^2 - (w^-)^2 = (u^+)^2 - (u^-)^2. \quad (4)$$

Решение СЛАУ (2), дополненной условиями схода (3) или (4), осуществлялось итерационным методом Рундсона. Закрутка потока на входе в РК ЦН моделировалась с использованием разрывов касательной составляющей вектора скорости на границах элементов. Расчётная эпюра скоростей у напорной стороны лопасти РК ЦН, полученная с использованием условий схода (4), ближе к экспериментальной, чем при использовании условий (3). Расчётное исследование течения в относительно широкой проточной части пространственного диагонального РК ГЦН показало, что использование трехмерных методов расчета позволяет уточнить положение поверхностей тока, которые оказываются отличными от осесимметричных.

Для расчета невязкого течения в МКО была также использована схема потенциального течения. Область на входе определялась с одной стороны стенкой канала, а с другой – логарифмической спиралью, приходящей в критическую точку на носике лопатки и зависящей от режима течения. Расчет трехмерного невязкого потока в каналах МКО с плавной зоной перевода потока показал лучшую сходимость с результатами эксперимента, чем для МКО со ступенчатой зоной перевода потока.

В главе 3 излагаются вопросы уточнения метода расчета турбулентного ППС на ограничивающих дисках, расчета ППС на лопастях РК, как на произвольных вращающихся поверхностях, и расчета низкоэнергетического следа в квазитрехмерной постановке.

Для расчета параметров ППС δ , ε , H на дисках использованы 2 интегральных соотношения импульсов и вспомогательное уравнение эжекции Хэда, позволяющее определять значение формпараметра H вдоль линии тока внешнего течения. Вывод уравнения эжекции для случая вращающейся системы координат показал, что его окончательный вид зависит от вращения:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\delta - \delta_x^*) + \frac{\partial \delta_y^*}{\partial y} = F - \frac{2\omega_z}{W} \delta_y^*, \quad (5)$$

где F – эмпирическая функция захвата массы Хэда.

Для продольной составляющей скорости был использован степенной закон с переменным значением показателя степени:

$$\frac{u}{W} = \left(\frac{y}{\delta}\right)^{\frac{H-1}{2}}. \quad (6)$$

Ранее использовавшиеся формула Мэйджера и треугольная модель Джонстона оказались недостаточно точными для широкого класса течений. В работе была использована полиномиальная модель Шейнбрука-Хэча, пригодная для D-образных и S-образных вторичных течений:

$$\frac{v}{W} = \varepsilon[\zeta - (P_2 + 2)\zeta^{(P_2+2)} + (P_2 + 1)\zeta^{(P_2+3)}] + a[\zeta^{(P_2+2)} - \zeta^{(P_2+3)}], \quad (7)$$

где $\zeta = u/W$, a – тангенс угла наклона годографа скорости на внешней границе ППС, ε – тангенс угла скоса ДЛТ в ППС. На основании обработки экспериментальных данных по измерениям в ППС в неподвижных криволинейных каналах и решетках, во вращающихся осевых и центробежных РК было обнаружено, что степень полинома P_2 яв-

ляется функцией отношения ε/a тангенсов углов наклона годографа скорости на внутренней и внешней границах ППС. Полученная зависимость была аппроксимирована выражением:

$$P_2 = \begin{cases} \text{int}[5 + 99(\varepsilon/a - 0.225)^2], & \varepsilon/a < 0.225; \\ 5, & \varepsilon/a \geq 0.225. \end{cases} \quad (8)$$

Наклон годографа скорости на внешней границе ППС определялся из решения уравнения движения в ППС на его внешней границе ($z \rightarrow \delta$, $u \rightarrow W$), которое с учетом того, что в естественной системе координат производные от коэффициентов Лямэ могут быть выражены через параметры внешнего течения, преобразуется к виду:

$$\frac{da}{dx} = \frac{2}{W} \left(\frac{\partial W}{\partial y} - \omega + a \frac{dW}{dx} \right). \quad (9)$$

Закон трения был принят в форме Людвиг-Тиллмана:

$$\frac{\tau_{0x}}{\rho W^2} = 0,172 \left(W \delta_x^{**} / \nu \right)^{-0,268} 10^{-0,678H}, \quad (10)$$

Напряжение трения в поперечном направлении:

$$\tau_{0y} = \varepsilon \tau_{0x}. \quad (11)$$

Безразмерные условные толщины с учетом принятых профилей скорости в ППС имеют вид, например, для δ_y^* :

$$\delta_y^* = \int_0^{\delta} \frac{v}{W} dz = 2\delta \left[\frac{2}{H+1} + \frac{a - \varepsilon(P_2 + 2)}{(P_2 + 2)(H-1) + 2} + \frac{\varepsilon(P_2 + 1) - a}{(P_2 + 3)(H-1) + 2} \right]. \quad (12)$$

Остальные условные толщины δ_x^* , δ_{xy}^{**} и т.д. также зависят от параметров ППС $\delta, \varepsilon, H, a, P_2$. Подставив полученные выражения условных толщин в уравнения импульсов и уравнение эжекции, получим систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{aligned} C_{i1} \frac{\partial \delta}{h_1 \partial x} + C_{i2} \frac{\partial \varepsilon}{h_1 \partial x} + C_{i3} \frac{\partial H}{h_1 \partial x} + C_{i4} \frac{\partial \delta}{h_3 \partial y} + C_{i5} \frac{\partial \varepsilon}{h_3 \partial y} + C_{i6} \frac{\partial H}{h_3 \partial y} = \\ = C_i - C_{i7} \frac{\partial P_2}{h_1 \partial x} - C_{i8} \frac{\partial P_2}{h_3 \partial y} - C_{i9} \frac{\partial a}{h_1 \partial x} - C_{i0} \frac{\partial a}{h_3 \partial y}; \quad (i = 1, 2, 3) \end{aligned} \quad (13)$$

Выражения для коэффициентов при производных в уравнениях данной системы $C_{ij} = f(\delta, \varepsilon, H, a, P_2)$. Параметры ППС рассчитывались в естественной криволинейной ортогональной системе координат (линии тока – нормали внешнего течения). Алгоритм для автоматического построения расчетной сетки на дисках основан на использовании расчетных параметров поля относительных скоростей W и углов β невязкого потока, полученных по разработанным методам.

На входе в межлопастной канал на первой нормали задавались нулевые граничные условия $\delta = \varepsilon = a = 0$, значение формпараметра $H=1.4$, значение показателя степени $P_2=10$ (при $\varepsilon=a=0$). Впоследствии, производилось автоматическое вычисление P_2 по зависимости (8). Граничные условия на первой ЛТ (на СД лопасти) находились из

решения упрощенной системы уравнений, полученной из полной системы (13), в которой производные по y в первом приближении принимались равными нулю. Выполненные расчеты показали, что граничные условия на входе менее существенно влияют на параметры ППС на выходе из межлопастного канала РК по сравнению с влиянием локальных параметров внешнего течения.

Система дифференциальных уравнений (13) преобразовывалась к виду:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \delta}{\partial x} &= f_1\left(\delta, \varepsilon, H, a, p_2, \frac{\partial \varepsilon}{\partial y}, \frac{\partial \delta}{\partial y}, \frac{\partial H}{\partial y}, \frac{\partial a}{\partial x}, \frac{\partial a}{\partial y}, \frac{\partial p_2}{\partial x}, \frac{\partial p_2}{\partial y}\right); \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} &= f_2\left(\delta, \varepsilon, H, a, p_2, \frac{\partial \varepsilon}{\partial y}, \frac{\partial \delta}{\partial y}, \frac{\partial H}{\partial y}, \frac{\partial a}{\partial x}, \frac{\partial a}{\partial y}, \frac{\partial p_2}{\partial x}, \frac{\partial p_2}{\partial y}\right); \\ \frac{\partial H}{\partial x} &= f_3\left(\delta, \varepsilon, H, a, p_2, \frac{\partial \varepsilon}{\partial y}, \frac{\partial \delta}{\partial y}, \frac{\partial H}{\partial y}, \frac{\partial a}{\partial x}, \frac{\partial a}{\partial y}, \frac{\partial p_2}{\partial x}, \frac{\partial p_2}{\partial y}\right). \end{aligned} \quad (14)$$

На основании полученных в первом приближении по методу Рунге-Кутты значений δ, ε, H находятся производные этих величин по координате y и затем производится итерационное уточнение правых частей уравнений. Расчеты, выполненные по данному методу, показали достаточно хорошее качественное и количественное согласование параметров ППС на дисках РК с экспериментальными данными (рис. 7). Расчет осредненных по углу параметров ПС по приближенным методам, как показали наши расчеты, не дает удовлетворительных результатов для рассмотренных случаев.

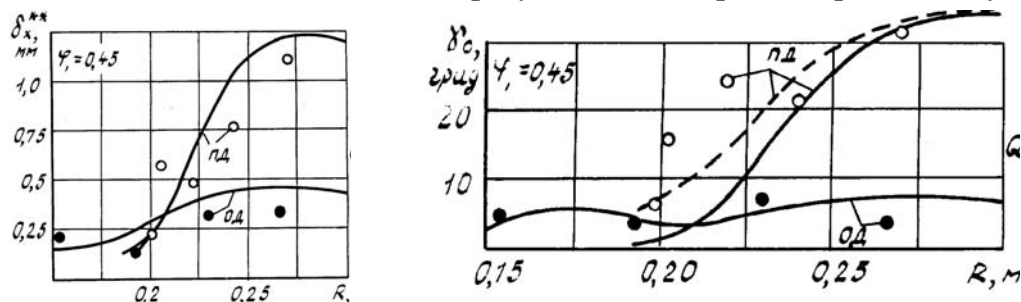


Рис. 7. Распределение толщины потери импульса и угла скоса донной ЛТ на ограничивающих дисках вдоль средней линии межлопастного канала РК ЦК с $\beta_{л2}=45^\circ$ на режиме $Q=1.4Q_{\text{опт}}$: O, • - измерения Примака А.Н.; _____ расчет с учетом δ_x^*

Расчет ППС на лопасти РК проводился как на произвольной вращающейся поверхности с использованием интегральных соотношений импульсов, аналогичных используемым для расчета ППС на дисках. Такой подход позволил учесть поперечный сдвиг внешнего потока на лопасти в меридианной плоскости. Поперечная скорость $w_{л}$, характеризующая скос в ППС на лопасти, была представлена в виде:

$$w_{л} = w_{л}^{\text{BH}} + w_{л}^{\text{Д}}. \quad (15)$$

Здесь $w_{л}^{\text{BH}}$ – составляющая, обусловленная наличием поперечного сдвига во внешнем потоке, $w_{л}^{\text{Д}}$ – составляющая, обусловленная влиянием ВТ с дисков. Закон “растекания” ВТ с дисков по поверхности лопасти принят линейным (рис. 8):

$$w_{л}^{\text{Д}} = (kz/b - 1)v_{д}, \quad (16)$$

где $v_{д}$ – скорость ВТ на дисках непосредственно в угловой зоне. Коэффициент “ k ” ха-

рактически характеризует глубину влияния ВТ с дисков, которая принимается пропорциональной интенсивности ВТ на дисках непосредственно в угловой зоне:

$$K = 1 + \frac{w_{л}^{(nd)}}{w_{л}^{(od)}} = 1 + \frac{\delta_{y(nd)}^*}{\delta_{y(od)}^*}. \quad (17)$$

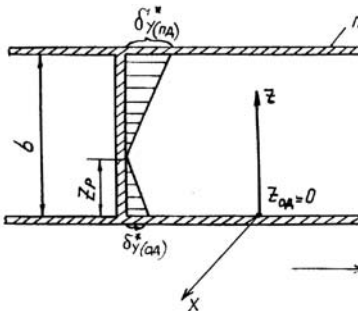


Рис. 8. К определению положения границы взаимодействия ППС с дисков

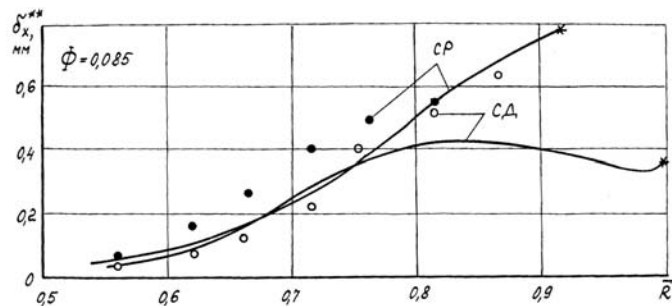


Рис. 9. Распределение δ_x^{***} на средней линии линии лопасти РК ЦК с $\beta_{л2}=65^\circ$ при $Q=1.1Q_{отг}$:
 о, • - измерения Герасимова А.В.; — расчет;
 * - точка “квазиотрыва”

Уравнения системы для расчета ППС на лопасти приводятся к виду, подобному системе уравнений для расчета ППС на дисках. Отличием является то, что в системе для лопасти появляются дополнительные члены, связанные с учетом перетекания ВТ с дисков. Граничные условия на входной кромке задавались $\delta = \varepsilon = a = 0$, $H=1.4$, $P_2=10$ (далее рассчитывалось по зависимости (8)). Пограничный слой полагался турбулентным начиная от входной кромки, т.к. расчет показал, что точка перехода ламинарного ПС в турбулентный примерно совпадает с точкой максимума скорости на входной кромке. Интегрирование системы уравнений ППС на лопасти осуществляется вдоль ЛТ внешнего течения. На СР лопасти интегрирование производилось до точки “квазиотрыва”. На основании анализа результатов численных экспериментов и опытных данных в качестве критерия квазиотрыва в каналах вращающегося РК принято значение формпараметра $H_{отг}=2.0$. Разработанный метод дает удовлетворительную сходимость результатов расчета с экспериментом (рис. 9).

Расчет течения в следе осуществляется с использованием дифференциального уравнения, полученного Дж. Муром из уравнения неразрывности для контрольного объема жидкости, включающего область следа на лопасти:

$$\frac{d\delta_{сл}}{dx} = 2 \frac{k\delta_{y(od)}^*}{b} - \frac{\delta_{сл}}{W} \frac{dW}{dx}. \quad (18)$$

Уравнение (18) получено в предположении, что течение в следе реализуется с автомодельным профилем скорости основного потока:

$$\frac{u}{W} = 3\left(\frac{y}{\delta}\right)^2 - 2\left(\frac{y}{\delta}\right)^3. \quad (19)$$

Уравнение (18) учитывает влияние внешнего потока на границе следа, а так же пере-

нос в область следа масс заторможенной жидкости с дисков (влияние ВТ). Уравнение (18) интегрируется вдоль ЛТ внешнего течения и позволяет получить распределение толщины следа вдоль СР лопасти на всех рассматриваемых поверхностях тока и определить форму низкоэнергетического следа в пространстве в рамках квазитрехмерной схемы (рис. 10а,б). Величина вытеснения следа составляет $\delta_{эф} = \delta_{сл}^* = 1/2\delta_{сл}$. Учет стеснения потока на толщину вытеснения обеспечивает лучшее согласование теории и эксперимента (рис. 10в).

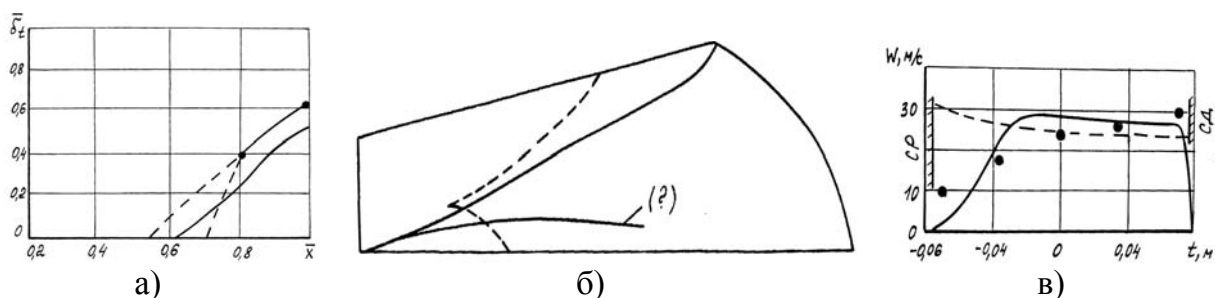


Рис.10а. Ширина следа на СР лопасти РК ЦН с $\beta_{л2}=20^\circ$ при $Q_{опт}$:

• - эксперимент; --- область неоднозначности — — — расчет

Рис.10б. Линии квазиотрыва на СР лопасти РК ЦК с $\beta_{л2}=65^\circ$ на режиме $0.58Q_{опт}$:

— — — визуализация (Герасимов А.В.); — — — расчет; ? – возможная неоднозначность

Рис.10в. Распределение скорости по шагу РК ЦН с $\beta_{л2}=20^\circ$ у ПД ($b/b_2=0.83$)

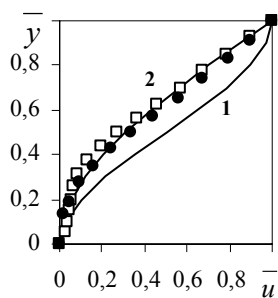
при $Q=Q_{опт}$: • - эксперимент; — — — расчет в нулевом приближении; — — — расчет во втором приближении с учетом дефекта скорости в следе

В МКО при визуализации течения на режимах $Q=(0.7...1.3)Q_{опт}$ следов классического отрыва с возвратными течениями у стенок каналов, так же как и в РК, не обнаружено. Существуют зоны пониженных скоростей по сравнению с расчетом течения невязкой жидкости ближе к выходу из каналов МКО. Результаты количественных и визуальных исследований течения в криволинейных диффузорных каналах прямоугольного сечения ($b/a < 1$), выполненные в ВИГМ Полоцким Н.Д., также показывают наличие ВТ на ограничивающих поверхностях и зоны с ослабленным расходным течением, расположенной за точкой отрыва у выпуклой стенки канала. Проведенные расчеты ППС до точки отрыва и следа за ней для вышеупомянутых каналов позволили правильно описать границу следа, определенную экспериментально (рис. 11б). При расчетах был использован закон распределения скорости в следе

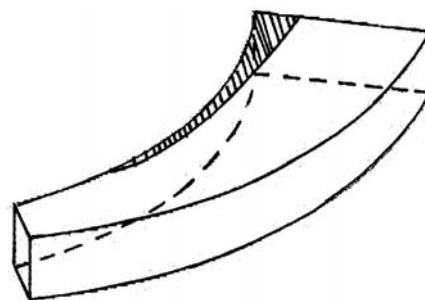
$$\frac{u}{W} = 1.5 \left(\frac{y}{\delta} \right)^2 - 0.5 \left(\frac{y}{\delta} \right)^3,$$

полученный на основании обработки опытных данных Полоцкого Н.Д. (ВИГМ) и анализа 3-х мерного вязкого потока по программе FLUENT (рис. 11а).

Расчеты течения в МКО были проведены с учетом кривизны ЛТ, которая на отдельных участках проточной части может быть значительной и давать на них поправку в коэффициенте трения до 20 % по сравнению с плоским случаем.



а)



б)

Рис.11а. Изменение скорости в низкоэнергетическом следе в криволинейном диффузорном канале (ВИГМ). Зависимости: 1 - $\bar{u} = 3\bar{y}^2 - 2\bar{y}^3$ (вращающаяся РК);
2 - $\bar{u} = 1.5\bar{y}^2 - 0.5\bar{y}^3$ (диффузор); численный эксперимент ($x - \bar{x} = 0.5$, $O - \bar{x} = 1.0$);
Рис.11б. Низкоэнергетическая зона в криволинейном диффузоре у верхней плоской стенки (расчетная и экспериментальная границы практически совпали)

Проведено сравнение возможностей расчета течения и потерь при решении задачи в аэродинамической постановке и в полной постановке на основе решения уравнений Рейнольдса с использованием $k - \epsilon$ модели. По программе TASCFlow был выполнен расчет течения в РК ЦН с $\beta_{л2} = 20^\circ$. Расчетные и экспериментальные полные давления на средней линии межлопастного канала ($\bar{t} = 0,5$) практически совпадают. Максимальное расхождение расчёта и эксперимента получено у СР и СД лопасти. Причем расчет дает завышенные потери у СД лопасти и заниженные потери у СР лопасти. Потери на средней высоте ($z = b/2$) больше чем у ОД и ПД, что не соответствует результатам экспериментальных исследований в РК (максимальные потери у ПД). Время расчета по ППП составляет 38 часов (по аэродинамической схеме - несколько минут). Был также проведен расчет течения в данном РК по ППП "Star CD". Время счета составило 14 часов. Расчет по данному ППП дал заниженную величину (размер) низкоэнергетической зоны у СР лопасти на выходе из РК. Сравнение расчетных методов между собой и с экспериментальными данными показало, что решение задачи о течении вязкой жидкости в аэродинамической постановке позволяет на режимах, близких к оптимальному, правильно качественно и количественно отразить характер течения в проточной части. Методы расчета трехмерного вязкого потока в настоящее время иногда даже проигрывают отработанным квазитрехмерным методам, опирающимся на большой экспериментальный материал и имеющим ММ, которые хорошо отражают физическую картину течения в проточной части.

В четвертой главе описывается методика расчета потерь и напора. Для расчета внутренних механических потерь разработана уточненная алгоритмическая модель. Учтены шероховатость дисков, величина зазора в пазухе между диском и корпусом ЦН, величина и направление протечек в пазухах, насосный эффект дисков (по эмпирической методике Малюшенко В.В.). Методика апробирована на насосах различных типов и быстроходности (рис.12а).

После уточнения методики вычисления $\Delta\eta_{\text{мех},i}$ из полного КПД η был выделен гидравлический КПД ($\eta_{\text{г}} = \eta / \eta_{\text{об}} \eta_{\text{мех}}$) для насосов типа "К", "НДв" и питательных. Ана-

лиз результатов показал, что η_r хорошо коррелируется по величине $D_{1np} \sim (Q/n)^{0.333}$. Помимо этого в пределах каждого типа насоса наблюдается зависимость η_r от коэффициента быстроходности n_s . Одной кривой, рассчитанной по формуле Ломакина А.А., описать гидравлический КПД для всех типов насосов с различными величинами n_s не представляется возможным (рис. 12б). Так консольные насосы по величине η_r можно разбить на 2 группы: насосы с $n_s \leq 110$ и насосы с $n_s > 110$. Рассмотренные питательные насосы имели незначительную разницу по n_s ($90 \div 120$) и η_r для них ложатся на одну кривую $\eta_r = f(D_{1np})$. Высоконапорные насосы двустороннего всасывания с низким $n_s = 60-80$ имеют свою резко отличающуюся зависимость $\eta_r = f(D_{1np})$ по сравнению с насосами типа "К" и питательными насосами. Зависимость Ломакина А.А. $\eta_r = f(D_{1np})$ дает хорошие результаты для консольных насосов с $n_s > 110$. Были подобраны аналитические зависимости по определению η_r для насосов различных типов с разным коэффициентом быстроходности.

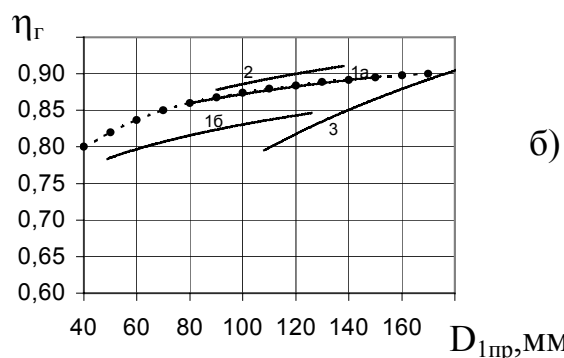
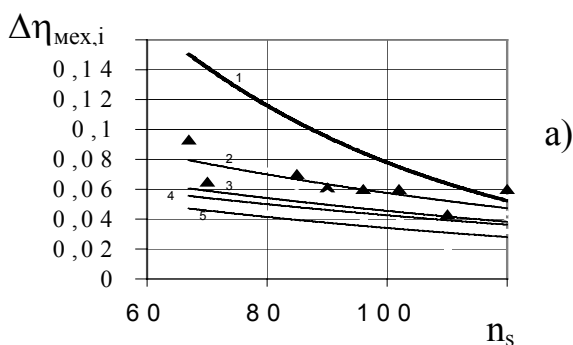


Рис.12а. Расчет внутренних механических потерь: 1-Ломакин А.А.; 2 - предлагаемая методика ($\Delta=59$ мкм); 3-Дорфман Л.А. ($\Delta=23$ мкм), 4 – Рис В.Ф., 5-Дорфман Л.А. ($\Delta=5$ мкм); ▲-эксперимент

Рис.12б. Зависимость $\eta_r = f(D_{1np})$ для насосов различных типов: --●-- формула Ломакина А.А. 1а – насосы типа "К" ($n_s = 120-160$); 1б – насосы типа "К" ($n_s = 60-90$); 2 - питательные насосы ($n_s = 90-120$); 3 – насосы типа НДв ($n_s = 60-80$)

После выделения гидравлических потерь ступени ($\Delta\eta_r = 1 - \eta_r$) было произведено их разделение по элементам ступени для ЦН разных типов (тип "К" и питательные насосы). Величина относительных гидравлических потерь в РК $\Delta\eta_r^{PK}$ была получена расчетным путем на основе разработанной ММ 2-го порядка. Величины относительных потерь в отводах были выделены из полных относительных потерь ступени ($\Delta\eta_r^{отв} = \Delta\eta_r - \Delta\eta_r^{PK}$). Сравнение расчетных и экспериментальных значений позволило уточнить полуэмпирическую методику расчета потерь в СО и МКО и добиться хорошей сходимости расчета с экспериментом.

Из экспериментального напора H был выделен "теоретический экспериментальный" напор РК (или расчетно-экспериментальный теоретический напор) $H_r^3 = H / \eta_r$ и произведено его сравнение с теоретически рассчитанным. Значения теоретического напора, рассчитанные по формулам А. Стодолы, К. Пфлейдерера и полученные по результатам расчета обтекания лопастных систем РК, достаточно близки друг к другу для исследованных насосов типа "К" и питательных с $b_2/D_2 < 0.1$, $\beta_{л2} = 20-30^\circ$, $z = 6-8$.

Все вместе они имеют значительное отличие от H_T^3 . Учет загромождения канала низкоэнергетическим следом позволил существенно улучшить сходжение расчета и эксперимента. Для этого в рамках ММ 1-го уровня в формуле А. Стодолы перед членом $\varphi_2 \cdot \text{ctg} \beta_{л2}$ ставился множитель, учитывающий загромождение канала следом $\psi_T = 1 - (\pi/z \cdot \sin \beta_{л2}) - k \cdot (\varphi_2 \cdot \text{ctg} \beta_{л2})$, где $\varphi_2 = V_{m2}/u_2$ - коэффициент расхода; $\psi_T = H_T/(u_2^2/g)$ - коэффициент теоретического напора. Вид зависимостей $k=f(D_{1np})$ был получен различным для насосов типа "К" и питательных насосов.

Алгоритмические ММ для вычисления $\Delta \eta_{\Gamma}$ условно можно разбить на 4 уровня: 0,1,2,3-й. Полуэмпирические ММ нулевого уровня используются для предварительной оценки основных параметров проточной части. Модели 1,2,3 уровней основаны на расчете одномерного, двумерного и трехмерного течений. ММ 2-го уровня можно разбить на две группы: 1) Методы расчета профильных потерь в решетке, включающие потери в ПС решетки, кромочные потери и потери на смещение за решеткой. Эти методы развиты в работах Лойцянского Л.Г., Повха И.Л., Шлихтинга Г., Шольца и др.; 2) Методы, рассматривающие потери только в межлопастном канале и требующие дополнительно учета остальных потерь. Эти методы развиты в работах Маркова Н.М., Дейча М.Е., Дена Г.Н., Баренбойма А.Б. и др. Методы обеих групп были разработаны применительно к расчету потерь в плоских решетках. Метод второй группы позволяет учесть более просто не только потери на лопастях, но и потери на дисках, специфику развития ППС и наличие низкоэнергетического следа во вращающемся РК.

В рамках второго подхода получено выражение для относительных гидравлических потерь в РК в относительном движении $\Delta \tilde{\eta}_{\Gamma}$ через параметры ППС и низкоэнергетического следа:

$$\Delta \tilde{\eta}_{\Gamma} = 1,8 \frac{W_2^2}{u_2^2 - u_1^2} \left(\frac{\sum \delta_{2д}^{**}}{b_2} + \frac{\delta_{2л(СД)}^{**} + 0,107 \delta_{сл}}{t_2 \sin \beta_{л2}} \right). \quad (20)$$

Для устранения чрезмерного веса величин параметров ППС на выходе из РК, свойственного формуле (20) при расчете потерь в РК по δ_2^{**} , потери в дальнейшем вычислялись через потерянную на трение энергию на всей поверхности межлопастных каналов РК. При этом можно учесть переменность параметров ППС по всей площади канала, а не только на выходе из РК:

$$\Delta \tilde{E}_{mp} = \int_0^x \int_0^y \tau_{oi}(x, y) W_i dx dy, \quad (21)$$

где $\tau_{oi} = \tau_{ox_i} \sqrt{1 + \varepsilon_i^2}$ - напряжение трения на обтекаемой поверхности (дисках и лопастях). Потери энергии в области низкоэнергетического следа определяются дефектом кинетической энергии в сечении следа вблизи выхода из РК.

Гидравлический КПД в относительном движении $\tilde{\eta}_2$ не учитывает различия в

H_T для разных вариантов РК. Формула для расчета гидравлического КПД колеса в абсолютном движении:

$$\eta_2 = 1 - \frac{1 - \tilde{\eta}_2}{2 \frac{u_2 V_{u2} - u_1 V_{u1}}{u_2^2 - u_1^2}} \approx 1 - \frac{\Delta \tilde{\eta}_2}{2 \psi_T}. \quad (22)$$

Выражения для коэффициента потерь были получены исходя из его определения ($\zeta_{1-2} = \Delta E_{1-2} / (W_1^2 / 2) / G$, где $G = G_1 = G_2$ – массовый расход через канал):

$$\zeta_{1-2} = 1.8 \left(\frac{W_2}{W_1} \right)^3 \left\{ \frac{b_2}{b_1} \frac{\delta_{2(CD)}^{**}}{a_1} + 0.107 \frac{\delta_{cl}}{a_1} + \frac{a_2}{a_1} \frac{\sum_1^2 \delta_{2D}^{**}}{b_1} \right\} \quad (23)$$

или

$$\zeta_{1-2} = 1.8 \left(\frac{W_2}{W_1} \right)^2 \left\{ \frac{\delta_{2(CD)}^{**}}{t_2 \sin \beta_{n2}} + 0.107 \frac{\delta_{cl}}{t_2 \sin \beta_{n2}} + \frac{\sum_1^2 \delta_{2D}^{**}}{b_2} \right\}, \quad (24)$$

где $a_1 = t_1 \sin \beta_{n1}$, $a_2 = t_2 \sin \beta_{n2}$.

Из сравнения выражения (20) для относительных гидравлических потерь в РК и выражения (24) для коэффициента потерь в РК следует, что

$$\Delta \tilde{\eta}_T = \zeta_{1-2} \left(\frac{W_1}{u_2} \right)^2. \quad (25)$$

Гидравлические потери в абсолютном движении, исходя из (22) ($\Delta \eta_T = \Delta \tilde{\eta}_T / 2 \psi_T$) и (25):

$$\Delta \eta_T = \frac{\zeta_{1-2}}{2 \psi_T} \left(\frac{W_1}{u_2} \right)^2. \quad (26)$$

Потери, связанные с неблагоприятным обтеканием входных кромок лопастей и изменением структуры потока в каналах РК, определяются по методике, предложенной в ЦКТИ Гольдиным А.В. и Полушкиным В.К., согласно которой потери $\Delta H_{уд}$, обусловленные наличием угла атаки, связаны с локальным отрывом потока и могут быть рассмотрены отдельно от других видов потерь. Кромочные потери вычислялись по формуле Г. Флюгеля с коэффициентом $k=0,2$.

Сравнение расчетных и экспериментальных значений КПД (в относительном и абсолютном движении) для РК ЦК с цилиндрическими лопастями с $\beta_{n2} = 20^\circ, 45^\circ$ и 65° и РК ЦН с $\beta_{n2} = 20^\circ$ с пространственной формой лопасти показало хорошее их совпадение на оптимальном расходе – в пределах 1%. Расчет потерь в РК с учетом низкоэнергетического следа дает лучшую сходимость с экспериментом.

Теоретический напор РК в ММ 2-го уровня определялся по циркуляции абсолютной скорости вокруг лопасти. Учет загромождения межлопастных каналов ППС на ограничивающих дисках и низкоэнергетического следа у СР лопасти позволил существ-

венно сблизить расчетные и экспериментальные скорости вокруг лопасти (рис. 13а) и теоретический расчетный $H_T^{w(x)}$ и «теоретический экспериментальный» $H_T^3 = H/\eta_T$ напоры РК (рис. 13б).

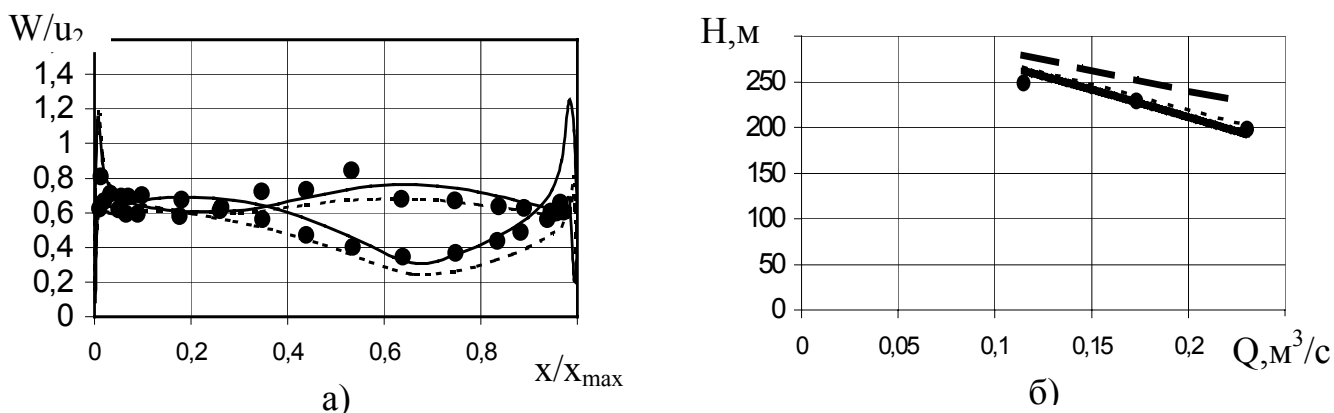


Рис.13а. Распределение относительной скорости вокруг лопасти РК насоса ОСПТ-1150 при $Q/Q_{opt} = 1,3$: •-эксперимент; - - - без стеснения; _____ - со стеснением;
 Рис.13б. Зависимость теоретического напора от подачи Q : • - $H_T^3 = H/\eta_T$ – "теоретический экспериментальный" напор; _____ $H_T^{w(x)}$ без учета стеснения; - - - $H_T^{w(x)}$ с учетом стеснения следом; _____ $H_T^{w(x)}$ с учетом стеснения следом и ППС на дисках

Несмотря на то, что как отмечалось выше, распределение потерь по шагу РК у ПД и ОД при расчете по ММ 3-го уровня по ППП "TASCFlow" противоречит экспериментальным данным (расчетные потери "размазаны" по шагу) суммарные расчетные гидравлические потери получаются достаточно близкими к экспериментальным (выше экспериментальных потерь на 2%; при расчете в приближении ППС - ниже на 1%). Расчетный теоретический напор имеет завышенное значение, но при заниженном гидравлическом КПД РК расчет по TASCFlow дает отличие действительного напора от экспериментального 3 %.

Расчет гидравлических потерь в каналах МКО в рамках ММ 2-го уровня также производился на основе расчетных значений параметров ППС и низкоэнергетического следа. Были рассчитаны потери в МКО питательных насосов ОСПТ-1150М и ПН-1135, исследованных на аэростенде. Расчет потерь по параметрам ППС и низкоэнергетического следа по одинаковой схеме для РК и МКО позволил с достаточной для практики точностью предсказать гидравлические качества и напор проточных частей ступеней с МКО. Было проведено сравнение результатов расчета течения в МКО для ступеней питательных насосов низкой и средней быстроходности по методу ЦКТИ (осесимметричная задача + решеточная задача + плоский ПС) и по разработанному методу СПбГПУ (набор 2-х двумерных задач + ППС + след) с имеющимися экспериментальными данными. Сравнение показало, что метод СПбГПУ дает лучшее качественное и количественное расчетное предсказание распределения относительных потерь в МКО и его элементах (НА, ПК, ОК).

Расчет потерь в СО по ММ 2-го уровня, разработанной для РК (ППС + след), показал, что сходимость расчетных и экспериментальных величин потерь можно при-

знать удовлетворительной. Расчет течения вязкой жидкости в приближении ППС позволяет с достаточной точностью определить потери в СО при $Q \geq Q_{\text{опт}}$. Расчет полностью вязкого течения по программе TASCFlow позволяет лучше описать течение в СО при $Q \leq Q_{\text{опт}}$, однако потери на этих режимах по ММ 3-го уровня также вычисляются недостаточно точно.

Для создания методики прогнозирования характеристики в области нулевой подачи был обработан имеющийся экспериментальный материал по коэффициенту напора $\psi_0 = H_0 / (u_2^2 / g)$ при $Q=0$ для нескольких типов ЦН. Были рассмотрены ступени (промежуточные, первые (со статором и без него)) питательных насосов, все типоразмеры насосов типа “К” и весь типовой ряд стандартных ЦН консольно-моноблочного типа фирмы KOLMEKS (Финляндия). Проведенная обработка позволила оценить зависимость величины коэффициента напора ψ_0 от коэффициента быстроходности ступени для разных типов насосов. Было получено, что при коэффициентах быстроходности n_s ступеней в диапазоне 40...130 величина ψ_0 лежит в пределах 0,53...0,60. Величина ψ_0 имеет тенденцию к уменьшению с ростом коэффициента быстроходности. Виды зависимостей ψ_0 от n_s зависят от типа насоса.

Пятая глава посвящена разработке методов оптимизации. Для РК оптимизационный процесс разбивается на три уровня: 1) выбор основных параметров; 2) проектирование меридианного сечения; 3) проектирование лопастной системы. По такой же схеме можно оптимизировать параметры ЛД и ОНА. На первом иерархическом уровне оптимизируются: D_2 , D_0/D_2 (или α), b_2/D_2 (или V_{m1}/V_{m2}), β_{n2} (или W_1/W_2), z , δ_1 , δ_2 . Угол лопасти на входе β_{n1} или угол атаки $\Delta\beta_1$ на верхнем (I-м) иерархическом уровне задается в первом приближении, затем он уточняется (и может варьироваться) при проектировании лопастной системы на III иерархическом уровне.

На втором иерархическом уровне оптимизируется меридианное сечение. Меридианное сечение РК может быть спроектировано одним из двух способов: 1) на основе решения обратной гидродинамической задачи, когда по заданному закону изменения меридианной скорости $V_m(s)$ (парабола 2-й степени) получают геометрию меридианного сечения; 2) по геометрической модели проектируется меридианное сечение, а затем решается прямая гидродинамическая задача и оценивается качество спроектированного варианта.

На третьем иерархическом уровне проектируется и оптимизируется лопастная система. Проектирование ведется в два этапа: сначала определяется положение входной и выходной кромок, а затем на отдельных поверхностях тока проектируются решетки профилей, которые начинают формироваться с выбора угла атаки. При проектировании РК с цилиндрической формой лопастей профиль скорости $\bar{W}(\bar{s})$ задавался в безразмерном виде параболой второго порядка

$$\bar{W}(\bar{s}) = \frac{W(\bar{s})}{W_{\text{лин}}(\bar{s})} = 1 + \frac{\bar{s}}{\bar{s}_{\Delta W}} \cdot \frac{\bar{s} - 1}{\bar{s}_{\Delta W} - 1} \cdot \Delta \bar{W}, \quad (27)$$

где $\Delta \bar{W}$ – прогиб безразмерной относительной скорости вдоль скелетной линии лопасти от линейного закона на расстоянии $\bar{s}_{\Delta W}$ от выхода из РК вдоль линии тока в мери-

дианной плоскости. Профиль скорости $\overline{W}(\bar{s})$ при проектировании пространственной лопасти задавался параболой третьего порядка

$$\overline{W}(\bar{s}) = 1 + A_1 \cdot \bar{s} \cdot (1 - \bar{s}) + A_2 \cdot \bar{s} \cdot (1 - \bar{s})^2, \quad (28)$$

где A_1, A_2 – коэффициенты, варьируя которые, можно получать различную форму скелетной линии лопасти. Толщина профиля определялась законом изменения относительной толщины лопасти $\bar{\delta}_s(\bar{s})$ вдоль скелетной линии лопасти, подобным для относительной скорости.

Была проведена оптимизация формы лопастной системы РК консольного насоса 4К-8. Основные параметры и форма меридианного сечения были оставлены такими же, как и у исходного варианта. Результаты поиска оптимальной по минимуму гидравлических потерь решетки лопастей за счет варьирования профиля скорости (параметров профиля $\Delta\overline{W}$, $\bar{s}_{\Delta W}$) при заданном угле атаки на входе в решетку $\Delta\beta_1 = 0^\circ$ и фиксированной (постоянной) толщине профиля для РК с $n_s = 80$ с цилиндрической формой лопастей показали, что оптимальные значения варьируемых параметров $\Delta\overline{W} \cong -0.1$, $\bar{s}_{\Delta W} \cong 0.3$. Т.е. оптимальным является распределение $W(s)$ с прогибом вниз. Такое распределение приводит к уменьшению угла охвата при более изогнутом профиле, увеличению теоретического напора и к уменьшению относительных гидравлических потерь. При $\Delta W < -0.1$ рост абсолютных гидравлических потерь начинает опережать рост теоретического напора, действительный напор падает, гидравлические потери начинают резко возрастать. Методы полного перебора, Нелдера-Мида и Хука–Дживса дали практически одинаковые оптимальные значения параметров $\Delta\overline{W}$ и $\bar{s}_{\Delta W}$.

Оптимизация параметров отводящего устройства (ОУ) в составе БЛД, СО, ВД была проведена на основе разработанных ММ потерь 1-го уровня. Расчет потерь в ОУ дал результат, близкий к приводимому в работе Боровского Б.И. Полученные оптимальные значения параметров соответствуют имеющимся в литературе рекомендациям. В случае задания скорости на выходе ВД, т.е. при задании степени диффузорности ОУ, оптимизация приведет к перераспределению степени диффузорности элементов ОУ для обеспечения минимума потерь. Ограничение на габарит ОУ также может значительно повлиять на процесс оптимизации. В комплексе программ предусмотрена возможность фиксации значений параметров, которые не подлежат оптимизации.

Шестая глава посвящена вопросам разработки САПР ЦН. Обзор существующих САПР ЛГМ показал, что в некоторых из них подсистема “Гидродинамика” отсутствует, в других ориентирована на расчет течения и потерь в основном в гидротурбинах, насос-турбинах, насосах высокой быстроходности, т.е. в относительно широких проточных частях ($b_2/D_2 > 0.15$). Методы расчета течения вязкой жидкости, используемые для таких проточных частей, как отмечалось выше, не отражают наиболее важных особенностей течения в проточных частях ЦН низкой и средней быстроходности. На кафедре гидромашиностроения СПбГПУ был разработан САПР ЦН, состоящий из подсистем: “РК”, “Отвод”, “Гидродинамика”, “Графика”. Если аналога, удовлетворяющего ТЗ, не найдено, то производится проектирование с использованием подсистем “Рабочее коле-

со" и "Отвод", которые позволяют проектировать элементы ступени ЦН по различным методикам. Подсистема "Рабочее колесо" позволяет в автоматическом режиме выбрать основные параметры РК, спроектировать меридианное сечение, рассчитать равнорасходный или потенциальный поток, спрофилировать решетки лопастей на 3-5 поверхностях тока, выполнить расчеты течения невязкой и вязкой жидкости в приближении ППС и на их основе определить потери, напор и антикавитационные качества РК. Процесс проектирования начинается с автоматического режима, когда все параметры выбирает ЭВМ. При проектировании цилиндрической или пространственной лопасти возможно задание линейного, параболического или произвольного закона изменения относительной скорости $W(s)$ вдоль скелетной линии лопасти. Предусмотрена возможность задания цилиндрической лопасти одним радиусом и законом изменения угла лопасти $\beta_l(s)$. Толщина лопасти может быть задана постоянной, изменяющейся по линейному или параболическому закону $\delta_s(s)$. В конце сеанса работы может быть принято решение о записи спроектированного варианта в базу данных РК.

Подсистема "Отвод" позволяет в автоматическом или диалоговом режимах выбрать основные параметры ОУ, спрофилировать их и произвести оценку потерь в них. Подсистема проектирует следующие элементы выходных устройств: БЛД, ЛД, МКО, СО, ВД. Выбор типа ОУ и его элементов определяется параметрами потока на выходе из РК: прежде всего углом выхода потока α_2 , относительной шириной b_2/D_2 , а также коэффициентом быстроходности n_s , конструктивными и технологическими требованиями. В подсистеме возможно проектирование спиральных отводов с круглым, трапециевидным поперечным сечением, свернутых набок по законам $V_u R = \text{const}$ или $V_{co} = \text{const}$. При проектировании в законе распределения скорости задается коэффициент запаса K_s , который позволяет либо увеличивать размеры улитки и т.о. снижать скорость и потери напора в ней, либо уменьшать размеры улитки, но увеличивать потери. Для поэлементного расчета потерь в улитке разработаны ММ 1-го уровня, использующие экспериментальные зависимости, полученные Никитиным А.А. и Цукерманом С.В.

В подсистему "Гидродинамика" включены разработанные ММ 1,2,3-го уровней для расчета течения и потерь в проточной части.

Результаты расчетов и проектирования проточной части визуализируются с использованием программ подсистемы "Графика". Программы написаны на языке Турбопаскаль. Параметрические ММ теоретических чертежей проточной части реализованы на языке Автолисп из графического пакета Автокад.

В седьмой главе проводится расчетное исследование влияния основных геометрических параметров на эффективность насосов низкой и средней быстроходности с использованием разработанных методов.

Анализ безразмерных экспериментальных характеристик $\psi, \eta = f(\varphi_2)$ насосов типа "К", "НДв", питательных насосов (ПН) показал, что оптимальные значения коэффициентов расхода φ_2 рассмотренных ЦН ниже, чем рекомендуемые, например, в ЦК. Гидравлический КПД для консольных насосов растет с ростом коэффициента расхода φ_2 .

При $\varphi_2 = 0.12$ оптимум КПД для консольных ЦН не достигнут. В ступенях ПН в диапазоне коэффициентов быстроходности $n_s = 90-120$ зависимость КПД от коэффициента расхода φ_2 слабая. Оптимум КПД наблюдается в промежуточных ступенях ПН при коэффициенте напора $\psi_{\text{опт}} = 0.45$, в осевых и осевых со статором – при $\psi_{\text{опт}} = 0.47$. Максимальные значения КПД консольных насосов достигаются при $n_s = 150-170$. Т.е. резерв повышения КПД имеется на стадии выбора основных гидродинамических параметров.

Наиболее высокий коэффициент напора ψ имеют ступени с осевым подводом и с осевым подводом со статором. Коэффициент напора ψ_0 при $Q=0$ выше в промежуточных ступенях. Обобщение коэффициента напора ψ_0 при нулевом расходе для разных насосов в зависимости от коэффициента быстроходности n_s дает лучшие результаты, чем обобщение от параметра нагрузки Г.Ф. Проскуры, предложенное Б.И. Боровским.

Расчет подтвердил известное из эксперимента сильное влияние относительного диаметра втулки на относительные гидравлические потери в РК ПН. Так при переходе с $d_{\text{вт}}/D_2 = 0.46$ (насос ОСПТ-1150М) на $d_{\text{вт}}/D_2 = 0.35$ $\Delta\eta_r$ в РК уменьшаются на 1.5 %.

Отступление от линейного закона распределения скорости $V_m'(s)$, задаваемого при проектировании меридианного сечения, в сторону увеличения радиуса закругления ПД и задание ПД наклонным (расширяется сечение в области поворота) несколько уменьшает относительные гидравлические потери (на 0.2 % для РК ПН-1135-350).

Возможность расчетного исследования влияния густоты решетки на потери в РК с цилиндрической формой лопастей была проверена на имеющихся экспериментальных данных по РК ЦК ($z=16$; $d_{\text{вт}}/D_2 = 0.236$; $b_2/D_2 = 0.055$) для различных углов выхода $\beta_{\text{л}2} = 21, 33, 49, 63^\circ$. Сходимость расчета и эксперимента получилась удовлетворительной. Относительные гидравлические потери $\Delta\eta_r$ имеют минимум в зависимости от густоты решетки для каждого из углов $\beta_{\text{л}2}$.

Густота решетки пространственных лопастей осерадиального РК зависит от расположения входной кромки в меридианном сечении РК и от угла охвата лопасти. Был выполнен анализ распределения параметров проектирования, скоростей обтекания и потерь для РК ЦН ($d_{\text{вт}}/D_2 = 0.35$, $b_2/D_2 = 0.07$, $\beta_{\text{л}2} = 21^\circ$, $z=7$) с коэффициентом быстроходности $n_s = 90$ при различном положении входной кромки $z_{1,\text{ср}} = \text{Var}$ и различных углах охвата $\theta = \text{Var}$. Основную долю составили потери на дисках (26-33) %, в низкоэнергетическом следе (20-31) %, кромочные (27-39) %. Потери на трение в ПС на СД лопасти и на СР лопасти (до образования низкоэнергетического следа) составили (3-15) % (т.е. методы расчета плоского ПС для РК ЦН низкой и средней быстроходности не применимы). Наилучшими являются варианты с наиболее удаленным от ОД расположением входной кромки $z_{1,\text{ср}}/D_2 = 0.20-0.225$, коэффициент теоретического напора при этом максимален ($\psi_{\text{т,опт}} = 0.57$, $\psi_{\text{опт}} = 0.51$), относительные гидравлические потери минимальны. Углы охвата, соответствующие оптимальному варианту, $\theta = 115-125^\circ$ ($\theta_1 z = 805-875^\circ$), оптимальная густота $(l/t)_{\text{ср}} = 2.4$ (рис.14а). Распределение безразмерной относительной скорости вдоль средней линии канала в оптимальных лопастных системах РК с $n_s = 90$ близко к рекомендуемому Куфтовым А.Ф., полученному на основа-

нии расчетно-статистической обработки данных по РК ЦК и ЦН.

Расчетные исследования, выполненные для РК ПН с $n_s=120$, показали, что оптимальными являются параметры РК: $z_{1,ср}/D_2=0.18$, $\psi_{т,опт}=0.5$, $\psi_{опт}=0.45$, $\theta=95^\circ$ ($\theta_{1z}=665^\circ$), $(l/t)_{ср}=1.93$ (рис. 14б). Полученные расчетом оптимальные значения параметров очень хорошо совпали с параметрами РК насоса, который был спроектирован и экспериментально отработан на кафедре гидромашиностроения СПбГПУ под руководством Горгиджанияна С.А. и который имел высокие гидравлические качества: $\eta_{ст,мод}=0.845$, $\eta_{ст,нат}=0.885$. Это свидетельствует о возможности выбора оптимального варианта РК расчетным путем с использованием разработанных методов.

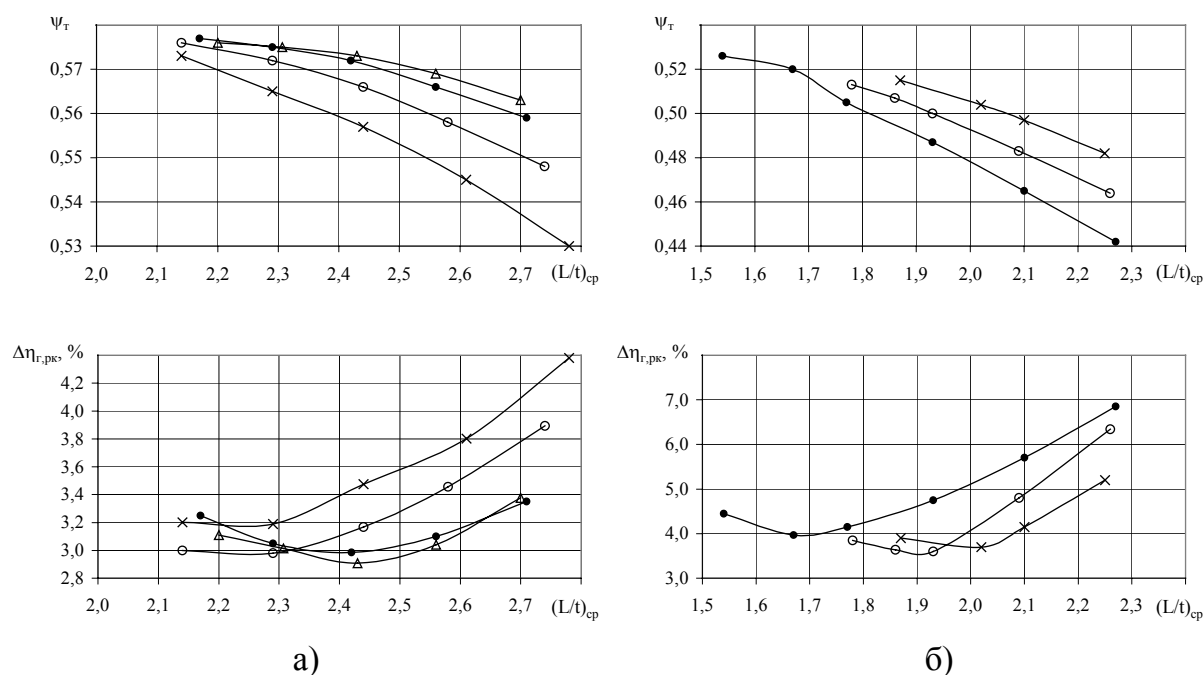


Рис. 14. Коэффициент напора ψ_t и гидравлические потери $\Delta\eta_{г,рк}$ РК в зависимости от густоты решетки $(L/t)_{ср}$ при различной высоте расположения входной кромки $\bar{z}_{1,ср} = z_{1,ср}/D_2$ от плоскости ОД: а) $n_s=90$ ($\bar{z}_{1,ср}=0.15(x)$; $0.175(O)$; $0.2(\bullet)$; $0.225(\Delta)$); б) $n_s=120$ ($\bar{z}_{1,ср}=0.15(\bullet)$; $0.18(O)$; $0.21(x)$);

Показана возможность оптимизации гидравлических качеств РК и ступени путем одновременного варьирования наружного диаметра D_2 и угла $\beta_{л2}$. Расчет подтверждены имеющиеся рекомендации по выбору оптимальной величины относительной ширины РК и числа лопастей (рис. 15). Получено, что при густоте решетки $(l/t)_{ср}=2.4$ оптимальное значение относительной ширины составляет $(b_2/D_2)_{опт}=0.07$ при $z=7$ и $(b_2/D_2)_{опт}=0.075$ при $z=8$. Оптимальное число лопастей для рассматриваемого случая $z=7$. При $z=6$ и $z=8$ относительные гидравлические потери $\Delta\eta_r$ в РК больше, чем при $z=7$. В случае, если РК ЦН имеет не среднестатистические параметры, можно путем численного исследования по данной методике получить оптимальные значения относительной ширины и числа лопастей РК.

Экспериментально был определен оптимальный зазор между РК и ПН, который составил 3 % для исследованных ступеней ПН с коэффициентом быстроходности

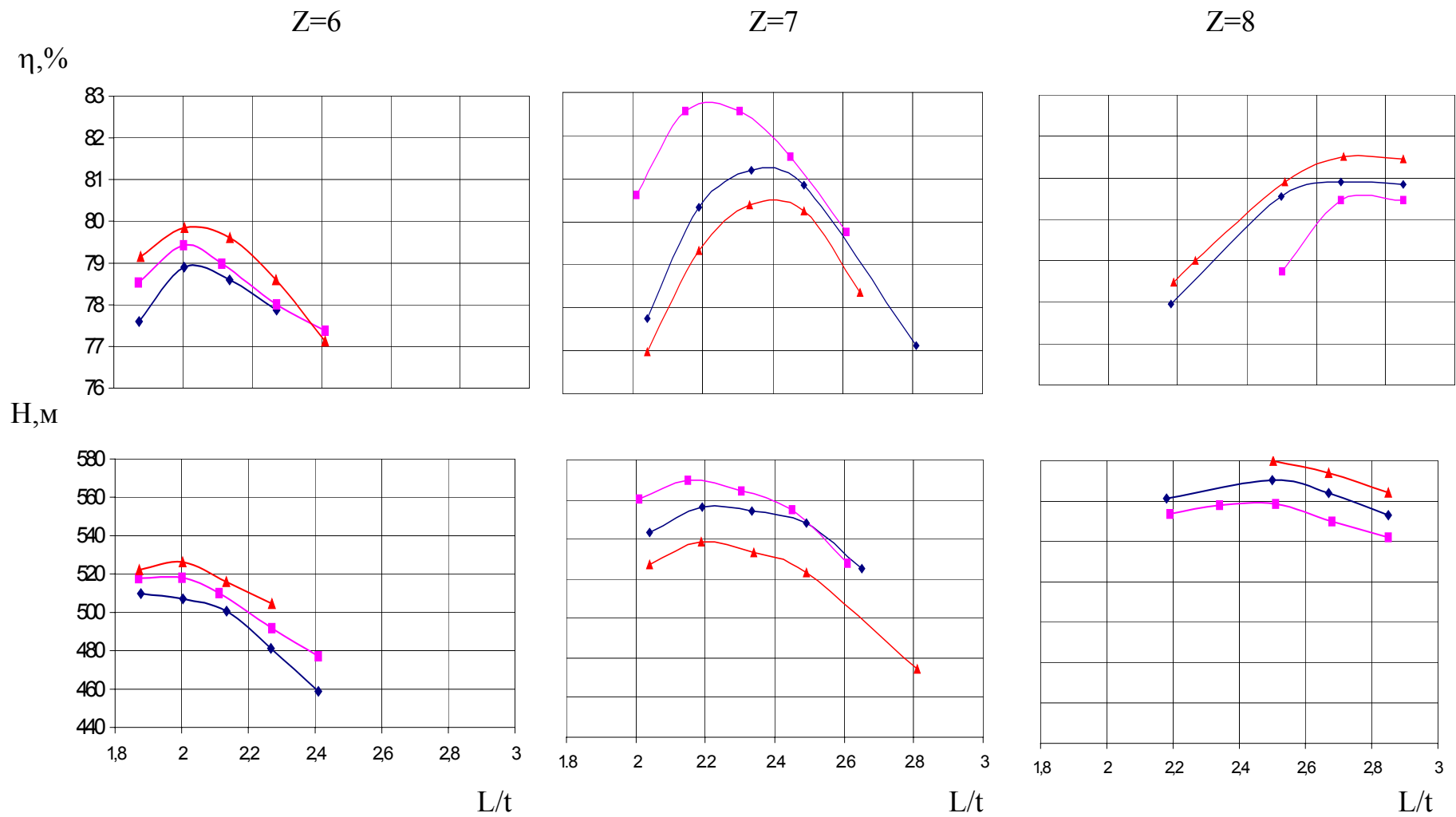


Рис. 15. Влияние относительной ширины и числа лопастей на КПД и напор ступени насоса ПН-1135 ($i=7$):

—◆— $b_2=0.075$; —■— $b_2=0.07$; —▲— $b_2=0.065$

$n_s=90-120$. При увеличении зазора от 1.7 % у исходного варианта до 3 % уменьшается неравномерность распределения статического давления на входе в МКО.

Разработанные ММ 1-го и 2-го уровня дают близкие результаты и позволяют учесть влияние основных геометрических параметров на относительные гидравлические потери в МКО и ЛО. Лучшим среди МКО является вариант, в котором наибольшее падение скорости происходит на участке косога среза от значения V_3 до V_{3r} . Рассмотренные МКО с непрерывной зоной перевода потока из направляющего аппарата в обратные каналы обладают более высокими гидравлическими качествами за счет отсутствия вихря на входе в ОК.

В восьмой главе описывается применение разработанных методов при модернизации и проектировании проточных частей насосов низкой и средней быстроходности. Так многоступенчатый насос ЦНС-300-600 ($n_s=70$) ЯМЗ для водоотлива в шахтах не обеспечивал требуемых по ТЗ показателей. Ввиду специфики работы РК имело увеличенные зазоры в щелевых уплотнениях, большую шероховатость обтекаемых поверхностей, завышенную ширину. Было разработано четыре варианта проточной части, два испытаны. РК №2 имело пространственную форму лопастей, РК №4 – цилиндрическую. МКО - с непрерывной зоной перевода потока ($z=8$). КПД ступени с РК №2 был получен на 3.6 % выше, чем у базовой ступени. КПД ступени с РК №4 – выше на 3 %. При этом был увеличен коэффициент напора РК ($\psi=0.514-0.507$ у РК №2,4 против $\psi=0.49$ у базового варианта) и уменьшена густота решетки ($l/t=2.76-2.51$ у РК №2,4 против $l/t=3.11$ у базового варианта) за счет профилирования лопасти.

Разработана проточная часть ступени главного питательного насоса ГПН-1700-125 для атомной станции теплоснабжения ($i=5$, $n_s=120$, $\beta_{л2}=26^\circ$). Оптимальная лопастная система получена варьированием профиля исходной скорости вдоль скелетной линии лопасти $W(s)$. Густота решетки $l/t=1.97$. Отношение диаметров $D_4/D_2=1.4$. Как показал расчет, оптимальной является скорость на выходе из диффузора $V_4 = (0.7 \div 0.8)V_0$. Закрутка потока на выходе из ОК была обеспечена нулевой. Число каналов МКО $z=8$. На основании результатов испытаний модельной ступени ожидаемый напор ГПН составил 1180 м, КПД – 81.5 %. По техническому заданию - напор $H=1170$ м (расхождение с экспериментом – 0.85 %), КПД $\eta > 80$ % (требования ТЗ превышены на 1.5 %). Согласование расчетной и экспериментальной характеристик хорошее (рис.16). Результаты проектирования использованы в проекте ГПН ЦКБМ “ЭНЕРГОНАСОС”.

Исследована возможность использования в РК ЦН с углами $\beta_{л2} < 30^\circ$ 2-х ярусных решеток, которые применяются в РК ЦК с углами $\beta_{л2} \geq 45^\circ$. Был проведен ряд численных исследований течения и потерь в двухъярусном РК ($D_2=0,326$ м; $\beta_{л2}=26^\circ$; $z_1/z_2=5/10$) ступени питательного насоса ($n_s=120$). Расчет показал целесообразность смещения короткой лопасти ($\bar{l}_k = l_k/l_d = 0,6 \div 0,7$; $\beta_{л1к} = \beta_{л1д} - (2-3)^\circ$) по шагу на $(1/16)t_2$ по направлению вращения колеса к задней стороне длинной лопасти. КПД такого двухъярусного РК превосходит КПД лучшей базовой ступени с одноярусным колесом. Кавитационный коэффициент $S_{кр}$ ступени с двухъярусным РК также выше $S_{кр}$ базовой ступени. Полученные результаты были использованы при создании ступени модифицированно-

го насоса ПН-1500-350 Пролетарского завода.

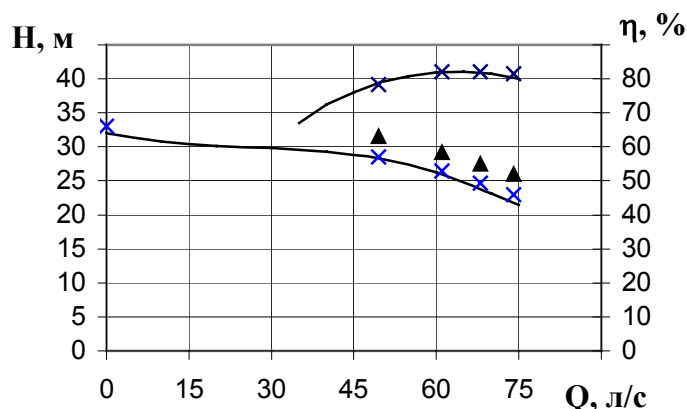


Рис. 16. Характеристики модельной ступени ГПН-1700-125: _____ эксперимент; ▲ - расчет без учета влияния следа на H_T ; x – расчет с учетом влияния следа

На аэростенде кафедры ГМ, а затем совместно с Богуном В.С. и Зимницким В.А. в лаборатории Пролетарского завода были исследованы модельные ступени насоса ПН-1135-340 с различными вариантами вдува в ПС у СР лопасти. Вдув через систему отверстий в ПД ($\alpha_0=20^\circ$) в застойную зону повысил КПД на 1,24 %. Отверстия для вдува располагались на участке 0,7—0,8 длины лопасти от входа. Вдув в ПС через тонкую щель между ПД и лопастью РК при расположении щели на участке 0,65—0,70 длины лопасти от входа в РК. Прирост КПД составил 1,12%. Установка генераторов вихрей в форме треугольной призмы перед застойной зоной на внутренней поверхности ПД дала прирост КПД ступени 1,31 % ($h_r/b_r = 0,21$). Выравнивание поля скоростей на выходе из РК улучшило виброшумовые характеристики ступени.

Модернизирован погружной нефтяной электроцентробежный насос ЭЦН-50-1500 ($n_s=80$). Был выполнен расчетный баланс потерь в ступенях ряда насосов с подачами $Q=10\dots250$ м³/сут и быстроходностью $n_s=50\dots190$. Сходимость результатов расчета и имеющихся в литературе данных по этим ступеням получилась хорошей. Разработанное РК имело пространственные лопасти и уменьшенное число лопастей ($z=6$) и угол выхода ($\beta_{л2}=21^\circ$) по сравнению с прототипом для обеспечения требования незападания характеристики. Для компенсации потерь напора в рабочей точке (при уменьшении $z, \beta_{л2}$) основной диск РК был выполнен специальной шестигранной формы. Повышение напора при нулевом расходе было обеспечено за счет предельного увеличения наружного диаметра РК. Перечисленные меры позволили увеличить напор H_0 при $Q=0$ на 14%.

Для ОАО Волгограднефтемаш были выполнены работы по созданию программного комплекса САПР ЦН и проектированию проточной части насоса для перекачки нефтепродуктов НКВ 360/80. Испытания насоса НКВ 360/80 подтвердили правильность методики проектирования: КПД- 80%, кавитационный запас – 3,5м. Зарубежные аналоги насосов подобной конструкции имели КПД 77%, кавитационный запас 6,6...8м. Комплекс САПР ЦН был использован в ОАО «Волгограднефтемаш» при проектировании новых насосов, разработанных в соответствии с ГОСТ 28158-89

(ТКА63/125, ТКА 63/80, ТКА 210/80 и др.).

В 1993 году в отдел “Герметичных электроцентробежных насосов” НИИ-ХИММАШ был передан комплекс программ САПР ЦН. Использование комплекса позволило ускорить процесс проектирования насосов ЦН 45/90, ЦН 12.5/50, 25/50, НЦГ 100-145, 200-85, 100-32. Проведенные испытания насосов подтвердили правильность использованных методик.

В рамках совместной работы с ВНИИРА (г.С.-Петербург) были спроектированы ЦН систем жидкостного охлаждения радиоэлектронной аппаратуры (СЖО РЭА) низкой быстроходности $n_s=20-70$. Имевшиеся высокооборотные ЦН с РК с лопастями “треугольной” формы и небольшими углами выхода $\beta_{л2}=30^\circ$ имели низкую напорность, низкий гидравлический КПД. Были использованы РК с S-образной формой лопасти и увеличенным углом $\beta_{л2}=70^\circ$: для одноярусных РК с числом лопастей $z=9-12$; для двухъярусных РК с $z=16-24$. Экспериментальная проверка подтвердила расчетные рекомендации.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

Выполненные теоретические и экспериментальные исследования показали, что повышение эффективности ЦН насосов низкой и средней быстроходности может быть достигнуто за счет внедрения подсистем САПР, разработанных на основе предложенных в диссертации математических моделей проектирования и рабочих процессов и обеспечивающих повышение качества проектирования ЦН и сокращение сроков их доводки.

Представленные методики были использованы при проектировании проточных частей шахтного секционного насоса ЦНС-300-600 (КПД повышен на 3.6%), главного питательного насоса ГПН-1700-125 (КПД повышен на 1.5%), питательных насосов ПН-950-350 и ПН-1500-350 (обеспечены требования ТЗ по КПД), насоса для перекачки нефти НКВ 360/80 (КПД повышен на 3%, повышены антикавитационные качества). Значительно сокращены сроки проектирования химических насосов ЦН 45/90, 12.5/50, 25/50, НЦГ 100-145, 200-85, 100-32. Обеспечена непрерывно падающая форма напорной характеристики при сохранении уровня КПД погружного ЭЦН-50-1500.

В целом, по результатам работы можно сделать следующие выводы:

1. Проведен обширный анализ, на основе которого поставлена задача машинного метода расчета проточной части ЦН на основе ММ рабочего процесса и проектирования.
2. Создан аэродинамический стенд и приборы для исследования структуры потока в абсолютном и относительном движении. Исследования структуры течения в ЦН низкой и средней быстроходности на базе проточной части питательного насоса ОСПТ-1150М с РК с пространственной формой лопастей и малоканальным отводом на выходе позволили установить:
 - ВТ на ОД и ПД не одинаковы; ВТ на лопасти не симметричны относительно средней высоты лопасти;
 - у СР имеется обширная незамкнутая низкоэнергетическая зона (наибольшая ширина у ПД), занимающая до 90 % шагового расстояния на выходе из РК на оптимальном

режиме. Обратного течения в этой зоне нет. Значительная доля потерь в межлопастном канале сосредоточена в этой зоне;

- обратное влияние МКО ($z=6$) на течение на выходе из РК ($z=7$) значительно на режимах $Q < 0.3Q_{\text{опт}}$;

- ВТ в каналах МКО на режимах, близких к оптимальному, малы;

- в МКО со ступенчатой зоной перевода потока имеется крупномасштабный вихрь на входе в обратные каналы. В МКО с непрерывной зоной перевода потока такой вихрь отсутствует и относительные гидравлические потери в нем ниже.

3. Разработаны методы и программы для расчета невязкого течения в проточной части ступени ЦН:

- равноскоростного и потенциального осесимметричного течения в РК. Показано, что для расчета РК с пространственной формой лопастей необходимо использовать равноскоростной поток, для РК с цилиндрической формой лопастей – потенциальный;

- методика и программа расчета поля скоростей на поверхности тока в межлопастном канале РК методом особенностей. Разработана методика устранения квазиособенностей в интегралах 1-го и 2-го рода.

- методика и программа расчета трехмерного потенциального течения в РК на основе МКЭ. Предложена аппроксимация разрывной в КЭ функции потенциала скорости. Исследованы два вида условий схода потока с выходной кромки.

- методика и программа расчета трехмерного потенциального течения в МКО на основе МКЭ.

4. Создана уточненная ММ течения вязкой жидкости в приближении ППС и низкоэнергетического следа:

- предложена аппроксимация степени P_2 от параметров вязкого течения в полиномиальном выражении для профиля скорости ВТ в ППС на дисках и лопастях РК (закон Шейнбрука-Хэча);

- предложено разложение скорости ВТ на лопасти на две составляющие. Первая составляющая определяется перетеканием масс заторможенной жидкости с дисков. Вторая – поперечным градиентом скорости, который в РК с пространственной формой лопастей может достигать значительной величины;

- разработана квазитрехмерная схема определения положения линии отрыва на СР лопасти;

- произведен учет загромождения межлопастного канала ППС и низкоэнергетическим следом и расчет течения во втором приближении;

- разработаны методы и программы численного решения уравнений ППС и низкоэнергетического следа, которые, как показала практика расчетов, обладают хорошей устойчивостью для широкого спектра проточных частей РК ЦН;

- методика расчета ППС и низкоэнергетического следа распространена на расчет течения в неподвижных элементах ступени ЦН;

- сравнительные расчеты по разработанным ММ и методам расчета трехмерного вязкого турбулентного течения по существующим пакетам прикладных программ показа-

ли, что квазитрехмерные методы не уступают, а в некоторых случаях и превосходят еще недостаточно отработанные трехмерные методы.

5. Уточнена методика расчета внутренних механических потерь в РК с учетом основных факторов, влияющих на них. Выполнен баланс потерь в насосах типа “К”, питательных насосах. Выделены гидравлические потери и расчетно-экспериментальный напор данных ступеней.

6. Разработана методика расчета гидравлических потерь на основе расчета ППС и низкоэнергетического следа в межлопастных каналах РК. Дополнительно учитываются ударные и кромочные потери. Методика обобщена на случай неподвижных элементов проточной части (МКО, СО). Проведена апробация на экспериментальных данных.

7. Разработана методика расчета теоретического напора с учетом низкоэнергетического следа. Показано его существенное влияние. На основе обработки экспериментальных данных по насосам типа “К” и питательным предложена методика расчета напора при расходе, равном нулю. На основе прогнозирования напора и КПД в районе оптимального расхода с использованием разработанных квазитрехмерных методов и прогнозирования напора при нулевом расходе на основе статистических данных, предложена методика прогнозирования характеристики ступени ЦН.

8. Разработана схема оптимизации формы проточной части. Получено оптимальное распределение скорости вдоль скелетной линии лопасти РК с цилиндрической формой лопастей.

9. Разработаны методика и система автоматизированного проектирования ступеней ЦН с использованием разработанных ММ для расчета течения невязкого, а также вязкого течения в приближении ППС и низкоэнергетического следа. Разработку отличает высокая степень автоматизации расчетного процесса. Все этапы проектирования визуализируются. В конце процесса проектирования производится выпуск теоретических чертежей элементов проточной части.

10. На основе разработанных ММ исследовано влияние основных параметров на гидравлические качества проектируемых проточных частей. Проведенные исследования показали:

- в существующих ЦН консольного типа и питательных насосах имеется резерв для повышения их гидравлических качеств за счет выбора оптимальных значений основных параметров φ_2, ψ ;
- большое влияние оказывает относительный диаметр втулки;
- меридианное сечение РК желательно выбирать с некоторым расширением в зоне поворота у ПД по сравнению с меридианным сечением, спроектированным исходя из линейного закона распределения меридианной скорости от входа до выхода из лопастной системы;
- расположение входной кромки сильно влияет на относительные гидравлические потери в РК и может быть оптимизировано с использованием разработанных ММ;
- для каждого РК может быть получено оптимальное значение густоты решетки;
- возможно уточнение оптимального значения наружного диаметра и относительной

ширины РК с использованием разработанных ММ;

- оптимальный зазор между РК и МКО ступеней ПН с коэффициентом быстроходности $n_s=90-120$ составляет 3 %;

- возможен выбор параметров МКО на основе ММ 1-го и 2-го уровней.

11. Показана возможность применения двухъярусных РК в ступенях питательных насосов, которые при несколько более высоком КПД обладают повышенными антикавитационными качествами и улучшенными виброшумовыми характеристиками.

12. Для повышения КПД ступеней питательных насосов предложен в качестве метода УПС – вдув. Повышение КПД составило до 1.3 %.

Результаты исследований, разработанные модели и программы были переданы и применяются для проектирования ступеней ЦН во ВНИИАЭН г. Сумы (подсистема "Гидродинамика"), ВНИИРА (насосы охлаждения радиоэлектронной аппаратуры), Ясногорский машиностроительный завод (шахтные насосы), ЛенНИИХиммаш и ООО "Герметичные насосы" (ГЭЦН), Волгограднефтемаш (насосы для перекачки нефти), ФГУП "Центр Келдыша" (подсистема "Гидродинамика", насосы систем подачи ЖРД), НТЦ "Хидротехника" ОАО "МОЛДОВАХИДРОМАШ", ОАО ЛМЗ, а также в учебной и научно-исследовательской работе кафедры гидромашиностроения СПбГПУ.

Основное содержание диссертации опубликовано в работах:

1. Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н. Расчет поля скоростей идеальной жидкости в межлопастном канале на ограничивающих дисках центробежного колеса // Известия вузов. Энергетика. 1982. №11. С. 78-82.
2. Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н. Рабочее колесо центробежной турбомашины. А.с. СССР. №1073495. 21.12.1982.
3. Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н. Метод оценки гидравлических качеств проектируемого рабочего колеса турбомашин на основе расчёта пространственного пограничного слоя // Изв. вузов. Энергетика. 1983. № 2. С.96-100.
4. Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н., Левцов Ю.Б. Исследование потерь в каналах рабочего колеса центробежного насоса // Научные труды МЭИ. №35. Исследование гидромашин. 1984. С. 94-100.
5. Шкарбуль С.Н., Жарковский А.А., Данг-Суан-Тхи. Теоретическое исследование влияния густоты решётки, подрезки лопастей и формы профиля на течение в двухъярусном рабочем колесе насоса // Труды ЛПИ. 1984. №402. С.60-65.
6. Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н. Экспериментальное исследование обратного влияния направляющего аппарата на течение в рабочем колесе // Энергомашиностроение. №9. 1985. С. 10-12.
7. Жарковский А.А. Метод численного расчета поля скоростей в 2-ярусном рабочем колесе центробежной турбомашины. Рукоп. деп. в НИИЭинформэнергомаш. 1985. №245эм. 9с.
8. Богун В.С., Жарковский А.А., Зимницкий А.В., Шкарбуль С.Н. Рабочее колесо центробежной турбомашины. А.с. СССР № 1339306 от 24 января 1986г.
9. Борщёв И.О., Жарковский А.А., Плешанов В.Л., Шкарбуль С.Н. Влияние некоторых

элементов лопаточных отводов на характеристики центробежных насосов и характер донных линий тока // Труды ЛПИ. 1986. № 420. С. 39-43.

10. Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н., Борщёв И.О. Исследование течения в направляющем аппарате канального типа // Сб. научных трудов МЭИ. 1986. №98. С. 68-74.

11. Богун В.С., Жарковский А.А., Зимницкий А.В., Шкарбуль С.Н. Повышение экономичности ступени питательных насосов путём управления пограничным слоем в рабочих колёсах // Энергомашиностроение. 1987. №3. С. 14-17.

12. Шкарбуль С.Н., Жарковский А.А. Применение двухъярусных рабочих колёс в насосостроении // Энергомашиностроение. 1987. №8. С.14-16.

13. Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н. Автоматизация проектирования рабочих колёс центробежных насосов с использованием ЭВМ // Сборник научных трудов МЭИ. №170. 1988. С. 24-29.

14. Борщев И.О., Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н. Расчет потенциальных течений методом конечных элементов. Труды конференции "Hydro-Turbo-89", ч.1, 1989, ЧССР.

15. Жарковский А.А. Основы САПР лопатных гидромашин: Учеб. пособие / ЛПИ. Л., 1989. 90 с.

16. Шкарбуль С.Н., Жарковский А.А., Боровик В.А. Метод расчёта пространственного пограничного слоя и КПД для вращающегося рабочего колеса (первый этап: расчёт на дисках) // Компрессорная техника и пневматика, вып. 2, 1993. С. 10-13.

17. Жарковский А.А., Зимницкий А.В., Шкарбуль С.Н. Экспериментальное и теоретическое исследование течения в лопаточных устройствах центробежных насосов // Гидротехническое строительство. 1994. №12. С. 28-29.

18. Шкарбуль С.Н., Жарковский А.А. Метод расчёта пространственного пограничного слоя и КПД для вращающегося рабочего колеса: расчёт на лопастях и в низкоэнергетической области // Компрессорная техника и пневматика. 1994. Вып. 3. С.27-31.

19. Дундур Е.А., Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н. Расчёт трёхмерного потенциального течения в рабочем колесе турбомшины. Часть I. Постановка задачи, модель течения, методика расчёта // Компрессорная техника и пневматика. 1995. Вып. 8-9. С.41-45.

20. Шкарбуль С.Н., Жарковский А.А. Гидродинамика потока в рабочих колесах центробежных турбомашин. СПб.: Изд-во СПбГТУ, 1996. 356 с.

21. Дундур Е.А., Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н. Расчёт трёхмерного потенциального течения в рабочем колесе турбомшины. Часть II. Применение разработанного метода для исследования течения в рабочих колёсах // Компрессорная техника и пневматика. 1996. Вып. 1-2 (10-11). С.9-14.

22. Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н., Дмитриева С.А. Математические модели лопатных гидромашин. Корреляционный и регрессионный анализ. Методические указания к курсовому и дипломному проектированию. С.-П.: СПбГТУ, 1996. 50 с.

23. Жарковский А.А., Шкарбуль С.Н. Использование регрессионных математических моделей для анализа энергокавитационных показателей ступеней центробежных насосов // Турбины и компрессоры, 1997. Вып 3,4. С.38-41.

24. Шкарбуль С.Н., Жарковский А.А., Виль Г., Зимницкий А.А. Расчет течения вязкой

жидкости в спиральном отводе // Компрессорная техника и пневматика. 1998. Вып. 1-2 (18-19). С.5-11.

25. Шкарбуль С.Н., Жарковский А.А., Черединов Д.В., Виль Г., Зимницкий А.В. Расчет течения вязкой жидкости на внешней стенке в спиральном отводе // Компрессорная техника и пневматика. 2000. №4. С. 24-26.

26. Жарковский А.А., Казаков Р.И., Плешанов В.Л., Умов В.А. Прогнозирование характеристик и проектирование погружных электроцентробежных насосов с использованием САПР ЦН // Химическое и нефтегазовое машиностроение. 2001. №5. С.23-29.

27. Жарковский А.А., Силантьев А.В., Черединов Д.В. Расчет потерь в малоканальных отводах и прогнозирование напорной характеристики промежуточной ступени центробежного насоса // Гидротехническое строительство. 2001. №6. С. 49-54.

28. Жарковский А.А., Плешанов В.Л. Визуализация течения и исследование потерь в лопаточных отводах // Гидравлические машины и гидроавтоматика. Вестник ПГТУ, 2001. С.17-19.

29. Жарковский А.А.. Расчет интегральных характеристик ЦН. Тезисы МНТК “Научно-технические проблемы современного гидромашиностроения и методы их решения”, СПбГТУ, 5-7.06. 2001.

30. Жарковский А.А., Черединов Д.В., Виль Г., Зимницкий А.В. Расчет течения вязкой жидкости в РК питательного насоса к турбоблоку мощностью 300 МВт // Гидротехническое строительство, 2002. №4. С. 24-27.

31. Жарковский А.А. Использование квазитрехмерных и трехмерных методов для расчета течения жидкости в центробежных насосах. Труды конференции “Аэрокосмическая техника и высокие технологии - 2002”, Пермь, Вестник ПГТУ, 2002. С.15-20.

32. Жарковский А.А., Плешанов В.Л., Карцева М.В., Морозов М.П. Уточнение расчета потерь и теоретического напора в насосах низкой и средней быстроходности // Гидротехническое строительство. 2003. №1. С. 35-39.

33. Жарковский А.А. Прогнозирование характеристик центробежных насосов низкой и средней быстроходности // Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке: Труды МНТК. СПб: Изд-во СПбГПУ, 2003. С. 87-92.

34. Жарковский А.А. Исследование влияния основных параметров на характеристики центробежных насосов низкой и средней быстроходности // Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке: Труды МНТК. СПб: Изд-во СПбГПУ, 2003. С. 92-93.

35. Жарковский А.А. Исследование течения в ступенях питательных насосов // Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке: Труды МНТК. СПб: Изд-во СПбГПУ, 2003. С. 94-95.

36. Егоров М.М., Жарковский А.А. Численное исследование вязкого течения в криволинейном диффузоре прямоугольного сечения // Современное состояние и перспективы развития гидромашиностроения в XXI веке: Труды МНТК. СПб: Изд-во СПбГПУ, 2003. С. 83-87.