

Щуцкий Сергей Юрьевич

**ОЦЕНКА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ
МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ НАСОСОВ
НА ОСНОВЕ КВАЗИТРЕХМЕРНЫХ МЕТОДОВ**

Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Санкт-Петербург – 2011

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

Научный руководитель:

доктор технических наук, доцент Жарковский Александр Аркадьевич

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор Волков Александр Викторович

кандидат технических наук, доцент Кожухов Юрий Владимирович

Ведущая организация: ОАО "Пролетарский завод"

Защита состоится **«13» декабря 2011 г. в 16 часов** на заседании диссертационного совета Д 212.229.09 при ФГБОУ ВПО "Санкт-Петербургский государственный политехнический университет" по адресу 195251, Санкт-Петербург, Политехническая ул., д.29, ауд. 225 главного здания.

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

Автореферат разослан «__» ноября 2011г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д 212.229.09

доктор технических наук, профессор



Хрусталеv Б.С.

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность темы. Многоступенчатые центробежные насосы (ЦН), в т.ч. питательные, низкой и средней быстроходности широко применяются на атомных и тепловых электростанциях и в промышленности. Такие насосы являются крупными потребителями электроэнергии. При мощностях энергоблоков 500, 800, 1000 МВт и более увеличение КПД питательного насоса только на один процент означает экономию сотен киловатт электроэнергии. Повышение их экономичности представляет собой важную проблему. Сокращение сроков и повышение качества проектирования насосов возможно с применением систем автоматизированного проектирования (САПР), в основе которых лежат математические модели (ММ) для расчета течения, потерь и прогнозирования характеристик ЦН. Применение математических моделей дает возможность вести процесс многовариантного проектирования с оценкой качеств насоса и выбором оптимального варианта на стадии проектирования, что позволяет сократить объем работ по доводке насосов на экспериментальных стендах. В настоящее время для оценки течения и потерь в лопастных системах насосов хорошо зарекомендовали себя квазитрехмерные методы, которые требуют небольшого времени на их реализацию по сравнению с трехмерными методами, и которые дают удовлетворяющие практику результаты. Требуется развитие существующих методов для рабочего колеса и их распространение на другие элементы проточной части - отвод канального типа, для которых такие методы отсутствуют.

Цель и задачи работы. Целью настоящей работы является разработка методики оценки гидравлических качеств и проектирования ступеней питательных насосов на основе квазитрехмерных методов. Для выполнения поставленной цели в работе сформулированы следующие задачи:

1. Уточнить метод расчета течения и потерь в рабочем колесе с учетом изменения параметров пограничного слоя поперек межлопастного канала и учетом стеснения потока в ядре толщинами вытеснения пограничного слоя и низкоэнергетического следа.
2. Разработать методику приближенного расчета параметров пограничного слоя, низкоэнергетического следа и потерь в малоканальном отводе.
3. Разработать методику прогнозирования энергетических характеристик ступени многоступенчатого насоса.
4. Выполнить на основе разработанных математических моделей расчетное исследование влияния параметров проточной части на ее гидравлические качества для ступени питательного насоса с коэффициентом быстроходности $ns=66$. Выработать рекомендации по выбору параметров проточной части.

Методы исследования. Поставленные задачи были решены на основе анализа экспериментальных данных по структуре потока в ЦН, методов вычислительной гидродинамики, статистической обработки экспериментальных данных.

Научная новизна. Разработана уточненная методика расчета течения в рабочем колесе с учетом стеснения ядра потока и изменения параметров пространственного пограничного слоя поперек каналов колеса. Разработана методика расчета пограничного слоя и низкоэнергетического следа в малоканальном отводе и потерь в нем. Разработана уточненная методика прогнозирования энергетических характеристик $H-Q$, $\eta-Q$ с использованием разработанных математических моделей.

Практическая значимость работы. Разработанные методы расчета течения и потерь в проточной части ступени питательного насоса и прогнозирования его характеристик используются в комплексе программ «САПР центробежных насосов» кафедры гидромашиностроения СПбГПУ. Даны рекомендации ОАО ЦКБМ по созданию более эффективной проточной части ступени питательного насоса ПЭ 380-185А, который эксплуатируется на Белоярской АЭС (БН-600) в составе энергоблока мощностью 600МВт. Результаты работы могут быть использованы при разработке центробежных многоступенчатых насосов различного назначения низкой и средней быстроходности.

Достоверность результатов. Достоверность результатов теоретических исследований с использованием двух- и трехмерных методов подтверждена сравнением с результатами экспериментов.

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

- уточненная методика расчета параметров пограничного слоя с учетом их изменения поперек межлопастного канала рабочего колеса;
- упрощенная методика расчета пограничного слоя и низкоэнергетического следа в малоканальном отводе и расчета потерь в нем;
- уточненная методика прогнозирования энергетических характеристик $H-Q$, $\eta-Q$, с использованием разработанных математических моделей;
- результаты исследований потерь в проточной части ступени питательного насоса с коэффициентом быстроходности $n_s=66$ от основных гидродинамических и геометрических параметров и рекомендации для создания более эффективной ступени насоса.

Апробация работы. Основные материалы работы докладывались и обсуждались на конференциях: III МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика". СПб, СПбГПУ, 2005; IV МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития". СПб, СПбГПУ, 2006;

МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития". СПб, СПбГПУ, 2008; XII МНТК «Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования» - «ГЕРВИКОН-2008» Пшемысль, Польша 2008; МНТК "ЕСОРУМР.RU'2009. Эффективность и экологичность насосного оборудования". М, 2009; 6-ая МНТК "Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития". СПб, СПбГПУ, 2010;

Публикации. По теме диссертационной работы опубликовано 6 научных работ (в т.ч. 2 работы в журналах, рекомендованных ВАК).

Структура и объем диссертации. Диссертация состоит из введения, 6 глав, заключения, списка литературы из 66 наименований. Основное содержание работы изложено на 143 страницах (включает 119 рисунков и 14 таблиц).

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность выполнения работы. Сформулированы цель и задачи работы.

В первой главе дан обзор методов проектирования, расчета течения и потерь в ступенях многоступенчатых центробежных насосов. Проанализированы полуэмпирические методики, которые до сих пор используются при проектировании элементов проточной части. Рассмотрены основные подходы к проектированию проточных частей насосов с использованием гидродинамических методов, которые в основном базируются на решении прямой задачи, когда по имеющимся методикам проектируется проточная часть, а затем оценивается качество спроектированного варианта с использованием квазитрехмерных или трехмерных методов расчета течения. Проектирование ведется с использованием систем автоматизированного проектирования, которые, требуют своего дальнейшего развития.

Во второй главе проводится уточнение расчета скорости невязкого потока с учетом стеснения и параметров пространственного пограничного слоя с учетом их изменения поперек межлопастного канала рабочего колеса.

На кафедре гидромашиностроения СПбГПУ были разработаны физическая и математическая модели течения и метод расчета параметров пространственного пограничного слоя на ограничивающих дисках и лопастях рабочего колеса насоса. Профиль скорости основного потока описан степенной зависимостью с переменным показателем степени, зависящим от характера течения. Профиль скорости вторичных течений - полиномиальной моделью Шейнбрука и Хэча. Для продольной составляющей касательного напряжения использован закон трения в форме Людвиг и Тиллмана. Задача расчета интегральных характеристик простран-

ственного пограничного слоя в межлопастном канале сводится к решению системы дифференциальных уравнений, преобразованных к виду:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \delta}{\partial x} &= f_1 \left(\delta, \varepsilon, H, a, p_2, \frac{\partial \varepsilon}{\partial y}, \frac{\partial \delta}{\partial y}, \frac{\partial H}{\partial y}, \frac{\partial a}{\partial x}, \frac{\partial a}{\partial y}, \frac{\partial p_2}{\partial x}, \frac{\partial p_2}{\partial y} \right) \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} &= f_2 \left(\delta, \varepsilon, H, a, p_2, \frac{\partial \varepsilon}{\partial y}, \frac{\partial \delta}{\partial y}, \frac{\partial H}{\partial y}, \frac{\partial a}{\partial x}, \frac{\partial a}{\partial y}, \frac{\partial p_2}{\partial x}, \frac{\partial p_2}{\partial y} \right) \\ \frac{\partial H}{\partial x} &= f_3 \left(\delta, \varepsilon, H, a, p_2, \frac{\partial \varepsilon}{\partial y}, \frac{\partial \delta}{\partial y}, \frac{\partial H}{\partial y}, \frac{\partial a}{\partial x}, \frac{\partial a}{\partial y}, \frac{\partial p_2}{\partial x}, \frac{\partial p_2}{\partial y} \right), \end{aligned} \quad (1)$$

где δ – толщина пограничного слоя; $\varepsilon = \operatorname{tg} \gamma_0$ – тангенс угла наклона донной линии тока к линии тока внешнего невязкого течения; $H = \delta_x^* / \delta_x^{**}$ – формпараметр пограничного слоя. Дополнительными соотношениями служат уравнение для годографа скорости a на внешней границе пограничного слоя и зависимость для показателя степени p_2 в профиле скорости вторичных течений. Система уравнений решается методом Рунге-Кутты четвертого порядка точности.

В настоящей диссертационной работе реализованы последующие итерации по решению этой системы, связанные с учетом производных по поперечной координате Y , что является уточнением решения по методу, разработанному ранее. Для апробации предлагаемого метода было произведено сравнение расчетных параметров пространственного пограничного слоя с имеющимися экспериментальными данными. В качестве объекта исследования было выбрано рабочее колесо центробежного компрессора с углом выхода $\beta_{л2} = 67^\circ$, исследованное в диссертационной работе Герасимова А.В. Был рассчитан невязкий потенциальный поток в меридианной и радиальной плоскостях. Затем рассчитаны параметры пространственного пограничного слоя на дисках и лопастях и низкоэнергетический след у стороны разрежения лопасти и произведен расчет течения невязкой и вязкой жидкости во втором приближении с учетом загромождения межлопастных каналов толщинами вытеснения на лопастях и низкоэнергетической зоной. Расчет во втором приближении позволил сблизить расчетные и экспериментальные значения скорости невязкого потока (рис.1). Далее расчет пространственного пограничного слоя велся с использованием полей скоростей, полученных с учетом стеснения потока, т.е. со скоростями, полученными во втором приближении. Данные, представленные в диссертационной работе, показывают, что учет стеснения потока и изменения параметров потока поперек межлопастного канала позволил сблизить результаты расчета параметров пространственного пограничного слоя с экспериментальными данными (рис. 2). Зависимость коэффициента потерь в рабочем колесе от расхода представлена на (рис. 3).

Представленные зависимости свидетельствуют об удовлетворительной сходимости результатов расчета и эксперимента.

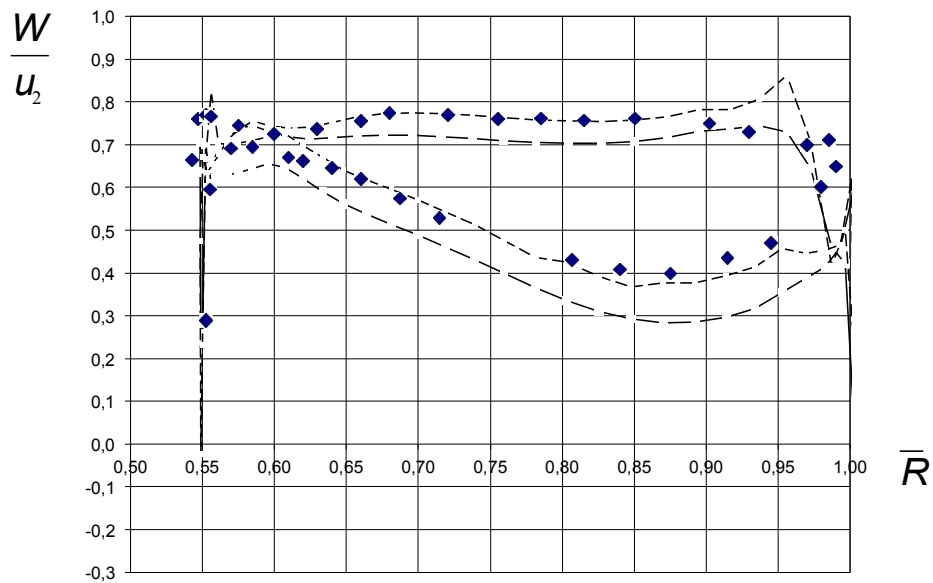


Рис.1. Распределение скорости вокруг лопасти РК с $\beta_{л2} = 67^\circ$:

————— Расчет, 1-е приближение; - - - - - Расчет, 2-е приближение; ◆ Эксперимент

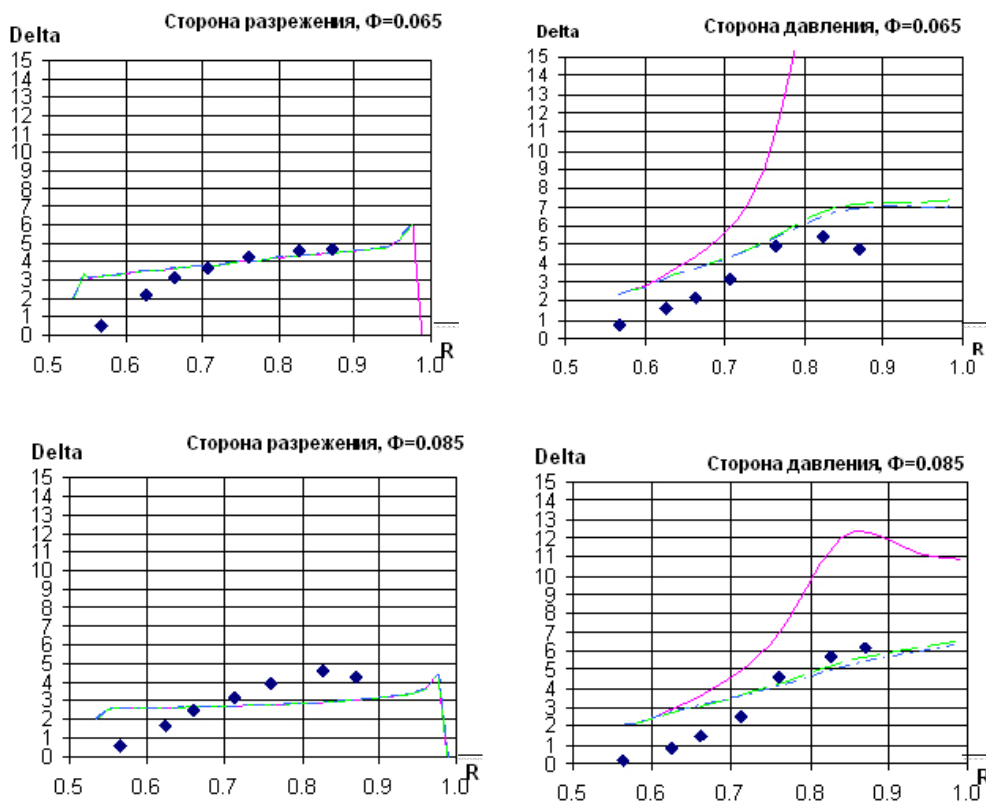


Рис. 2. Распределение толщины пограничного слоя вдоль лопасти РК с $\beta_{л2} = 67^\circ$:

————— расчет, 1-я итерация по учету производных по Y ;
————— расчет, 2-я итерация по учету производных по Y ;
- · - · - расчет, 3-я итерация по учету производных по Y ;
◆ Эксперимент

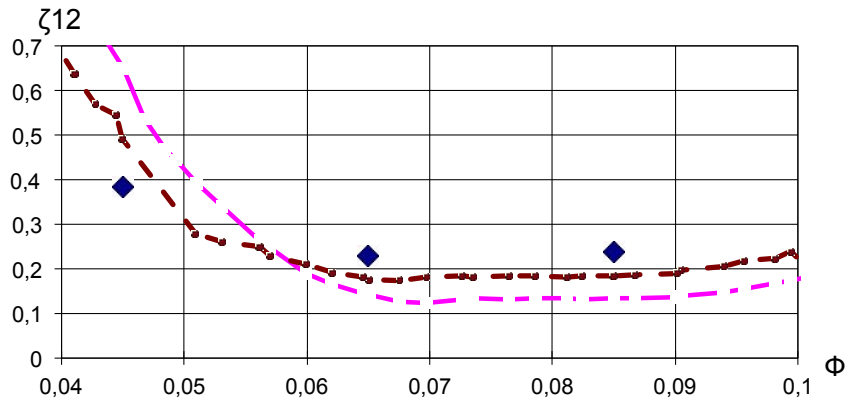


Рис. 3. Зависимость коэффициента потерь $\zeta_{1-2} = \Delta h_r / W_1^2 / 2g$ в РК с $\beta_{п2} = 67^\circ$ от расхода:
— расчет, 1-я итерация по учету производных по Y ; - - - расчет, 2-я итерация по учету производных по Y ; ◆ эксперимент

В третьей главе приведена физическая модель течения в малоканальном отводе и методика расчета течения вязкой жидкости и потерь в нем. Анализ визуализационных исследований донных линий тока, выполненных Жарковским А.А. и Борщевым И.О., показал, что вторичные течения на дисках и лопатках малоканального отвода на режимах, близких к оптимальному, практически отсутствуют. Поэтому на этих режимах для определения гидравлических качеств малоканального отвода можно применить в первом приближении теорию плоского пограничного слоя. Эксперимент показывает «провалы» скоростей по сравнению со скоростями невязкого потока в поперечных сечениях каналов вблизи выхода из канального отвода, что говорит о существовании низкоэнергетических зон в проточной части. Из этого был сделан вывод о возможности при расчете течения вязкой жидкости в малоканальном отводе использовать схему низкоэнергетического следа за точкой отрыва пограничного слоя, подобно тому, как это делалось в рабочем колесе.

Анализ уравнений движения в пограничном слое вдоль линий тока на стенке малоканального отвода в безразмерном виде показал, что членами в левой части уравнений, учитывающими кривизну обтекаемой поверхности, можно пренебречь. С учетом данной оценки уравнение движения в пограничном слое в дифференциальной форме сводится к дифференциальному уравнению для толщины потери импульса для плоского течения:

$$\frac{d\delta_x^{**}}{dx} + \frac{U'}{U}(2 + H)\delta_x^{**} = \frac{\tau_{0x}}{\rho U^2}. \quad (2)$$

Уравнение энергии для пограничного слоя вдоль линий тока малоканального отвода было взято по работе Шкарбуля С.Н. в виде:

$$\frac{1}{U^3} \frac{d}{dx} (U^3 H_{32} \delta_x^{**}) = \frac{2}{U^3} \int_0^{\delta} \frac{\tau}{\rho} \frac{\partial u}{\partial z} dz, \quad H_{32} = \frac{\delta_x^{***}}{\delta_x^{**}} = \frac{1,279H}{H - 0,379}. \quad (3)$$

Для численного решения системы уравнений (2 и 3) правая часть уравнений была выражена по Людвигу – Тиллману и Эпплеру.

В соответствии с рекомендациями работы Волчкова Э.П. в закон трения в правой части уравнения (2) была введена поправка на кривизну обтекаемой поверхности, которая может дать повышение напряжения трения до 20%:

$$\tau_{0x} = (\tau_{0x})_{R_w \rightarrow \infty} \cdot \psi_{\text{вып,вогн}} \quad (4)$$

Для апробации изложенной методики был произведен расчет параметров пограничного слоя и потерь по уравнениям (2) и (3) для имеющихся эталонных данных по диффузорным течениям Ньюмена и Мозеса. Результаты сравнения расчета и эксперимента имеют удовлетворительную сходимость.

За точкой отрыва применение теории пограничного слоя при анализе вязкого течения у стороны разрежения лопасти становится некорректным и следует переходить к расчету течения в следе. Точка отрыва пограничного слоя в соответствии с рекомендациями Сено и Ниси вычислялась по отрывному значению формпараметра H с учетом загромождения канала малоканального отвода толщиной вытеснения пограничного слоя:

$$H_{\text{отр}} = 1.8 + 3.75 \left(\frac{\sum_1^2 \delta_{\text{д}}^*}{b} + \frac{\sum_2^2 \delta_{\text{ст}}^*}{a} \right), \quad (5)$$

где $\sum_1^2 \delta^*$ - сумма толщин вытеснения по дискам и вогнутой и выпуклой стенкам канала МКО;

$b, a = t \sin \beta$ – текущие значения высоты и ширины каналов МКО.

Предполагалось, что последующее за точкой отрыва развитие течения происходит при неизменной форме профиля скорости в низкоэнергетическом следе. Для расчета толщины низкоэнергетического следа использовалось уравнение:

$$\frac{d\delta_{\text{сл}}}{dx} = - \frac{\delta_{\text{сл}}}{U} \frac{dU}{dx}. \quad (6)$$

Потери на трение в малоканальном отводе определялись по параметрам ПС и низкоэнергетического следа. Отдельно были учтены ударные и кромочные потери.

Оценка гидравлических качеств МКО при условном разделении потока в каналах на невязкое ядро и пристенный пограничный слой возможна на основе расчетных значений параметров ПС и низкоэнергетического следа. Относительные гидравлические потери в МКО:

$$\Delta h_{\text{тр, мко}} = \frac{\Delta E_{\text{тр, мко}} \cdot z}{G} \quad (7)$$

где: $\Delta E_{\text{тр, мко}}$ - потери энергии на трение в канале МКО; z – число каналов МКО; G – весовой расход через канал МКО: $G = \rho g Q = \rho \pi D_6 b_6 U_{6r} = \rho z t_6 b_6 U_6 \sin \alpha_6$, где u_6 – скорость в пограничном слое на выходе из рабочего колеса.

Для определения потерь энергии на трение в пограничном слое о стенки малоканального отвода было рассмотрено течение вдоль линий тока внешнего (невязкого) течения и линий тока в пограничном слое. Из интегралов уравнений движения вдоль указанных линий тока были получены потери на трение вдоль каждой линии тока, которые определялись как «дефект» кинетической энергии в пограничном слое по сравнению с невязким течением. Потери энергии в канале:

$$\Delta E_{\text{тр}} = \int \frac{U_6^2 - u_6^2}{2} dG. \quad (8)$$

Последний интеграл имеет не нулевое значение в пределах пограничного слоя. Были получены выражения для потерь на дисках и выпуклой и вогнутой стенках канала отвода в пограничном слое или в случае наличия отрыва - в следе ($\delta_{\text{сл}}^{***} = 0.193 \delta_{\text{сл}}$).

Формула для коэффициента потерь в малоканальном отводе:

$$\zeta_{3-6} = \frac{\Delta h_{\text{МКО}}}{\frac{V_6^2}{2}} = \left(\frac{2 \sum D_{6д}^{***}}{b_6} + \frac{D_{\text{ст(пс)}}^{***} [0,193 D_{\text{ст(сл)}}]}{t_6 \sin \alpha_6} \right), \quad (9)$$

Величина относительных гидравлических потерь в МКО:

$$\Delta \eta_{3-6} = \frac{\Delta h_{3-6}}{H_{\text{т}}} = \frac{\zeta_{3-6} Q_6}{H_{\text{т}}}. \quad (10)$$

Для расчета ударных потерь на неоптимальных режимах работы был использован подход, предложенный в работе Селезнева К.П. и Галеркина Ю.Б. Кромочные потери вычислялись по формуле Флюгеля. На основе разработанной методики были рассчитаны потери в малоканальном отводе насосов ОСПТ-1150М и ПН-1135, испытанных на азростенде. Расчет потерь на трение производился по угловым линиям тока каналов. Потери на трение складывались с ударными и кромочными потерями. Расчет потерь производился с использованием средних расчетных скоростей в каналах отвода. Результаты расчетов представлены в табл. 1. Из анализа результатов можно заключить, что расчет потерь по параметрам пограничного слоя и низкоэнергетического следа за точкой отрыва по упрощенной методике позволяет с приемлемой для практики точностью предсказывать гидравлические качества проектируемых проточных частей ступеней с малоканальным отводом.

Таблица 1. Гидравлические потери в МКО $\Delta\eta$, %

Насос	$\frac{Q}{Q_{\text{опт}}}$	Расчет					$\Delta\eta_{\text{МКО}}$	Экспер. $\Delta\eta_{\text{МКО}}$
		$X_{\text{отгр}}/X_{\text{max}}$		$\Delta\eta_{\text{гр}}$				
		Вып.	Вогн.	Вып.	Вогн.			
ОСПТ-1150М	0,7	0,84	0,78	1,67	4,78	4,55	5,50	
	1,0	0,85	0,79	3,62	10,36	8,31	7,99	
	1,3	0,86	0,80	6,72	19,20	14,28	10,28	
ПН-1135	0,7	-	0,96	1,24	4,28	4,08	5,50	
	1,0	-	-	2,70	8,33	6,84	7,06	
	1,3	-	-	5,04	15,60	11,67	7,92	

В четвертой главе исследована возможность прогнозирования энергетических характеристик с помощью разработанных методов для насосов низкой и средней быстроходности. 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 $Q=0$. Были рассмотрены ступени промежуточные и первые со статором и без него питательных насосов к турбоблокам мощностью 300, 500 и 800 МВт. Проведенная обработка позволила оценить зависимость величины коэффициента напора ψ_0 от коэффициента быстроходности ступени для питательных насосов. Наименьшим коэффициентом напора ψ_0 при нулевом расходе обладают ступени с осевым подводом без статора, наибольшим – промежуточные ступени, среднее положение занимают ступени с осевым подводом и со статором перед входом в рабочее колесо.

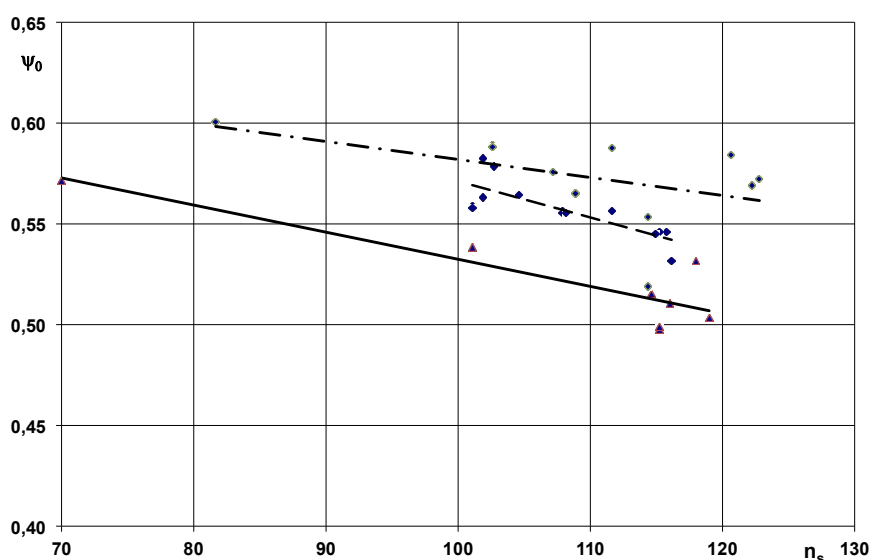


Рис. 4. Зависимость $\psi_0(n_s)$ при $Q=0$ для ПН с разными типами подводов:

— осевой без статора; --- осевой со статором; - - - - промежуточная ступень

Гидравлические потери и гидравлический КПД в районе оптимума рассчитывались по методике, описанной выше. Объемный и внутренний механический КПД вычислялись по полуэмпирическим зависимостям, предложенным Ломакиным А.А.

В диссертации приведено сравнение расчетных и экспериментальных характеристик питательных насосов с $n_s=110$ и $n_s=126$. Качественную и количественную сходимость расчетных и экспериментальных характеристик можно признать достаточной.

В пятой главе проведено исследование зависимости потерь в ступени питательного насоса ПЭ 380-185А с $n_s=66$ ($\varphi_2 = V_{m2}/u_2 = 0.07$, $\psi = gH/u_2^2 = 0.507$) от основных параметров с помощью квазитрехмерных методов, включенных в программный комплекс САПР ЦН кафедры гидромашиностроения СПбГПУ. Параметры РК с пространственной формой лопастей варьировались в последовательности: 1) $\beta_{л2}$ (угол лопасти на выходе); 2) Z (число лопастей); 3) b_2/D_2 (относительная ширина); 4) z_{1cp}/D_2 (относительное удаление средней точки входной кромки от основного диска (или «высота расположения» входной кромки)); 5) α_{1cp} (угол наклона входной кромки по отношению к основному диску); 6) θ (угол охвата лопасти).

С целью получения максимального КПД ступени исследования проведены для 3-х коэффициентов напора $\psi=0,507$; 0,53; 0,5. Гидравлические качества РК колеса в конечном итоге анализировались в зависимости от густоты решетки l/t , которая определяется параметрами: D_2 , D_1 , $\beta_{л1}$, $\beta_{л2}$, z , z_{1cp}/D_2 , θ . Для выбора оптимального варианта отвода для каждого из спроектированных рабочих колес были рассчитаны и проанализированы относительные гидравлические потери в отводах при различных параметрах на выходе из рабочего колеса - $\beta_{л2}$, b_2/D_2 . В отводе варьировались параметры b_3/b_2 , D_4/D_3 , $Z_{MКО}$. Для каждого варианта рабочего колеса был выбран оптимальный вариант малоканального отвода. Относительные гидравлические потери в рабочем колесе и малоканальном отводе были просуммированы и построены зависимости относительных гидравлических потерь в ступени от густоты решетки l/t . Из рассчитанных вариантов были отобраны варианты ступеней, которые удовлетворяли исследуемому коэффициенту напора (рис.5), при разных углах выхода $\beta_{л2}$ при конкретной относительной ширине b_2/D_2 . Из этих вариантов выбирались лучшие, удовлетворяющие условию выполнения требуемого коэффициента напора. Лучшим вариантом, удовлетворяющим требованиям технического задания по напору, является вариант ступени с коэффициентом напора $\psi=0,53$ и диаметром $D_2=0,39$ м. Этот вариант имеет меньшие гидравлические и внутренние механические потери. Общее повышение КПД ступени составило 2%.

Полученные в результате численных исследований значения оптимальной относительной ширины рабочего колеса для разных коэффициентов напора были сравнены с рекомендациями, имеющимися в литературе (рис. 6).

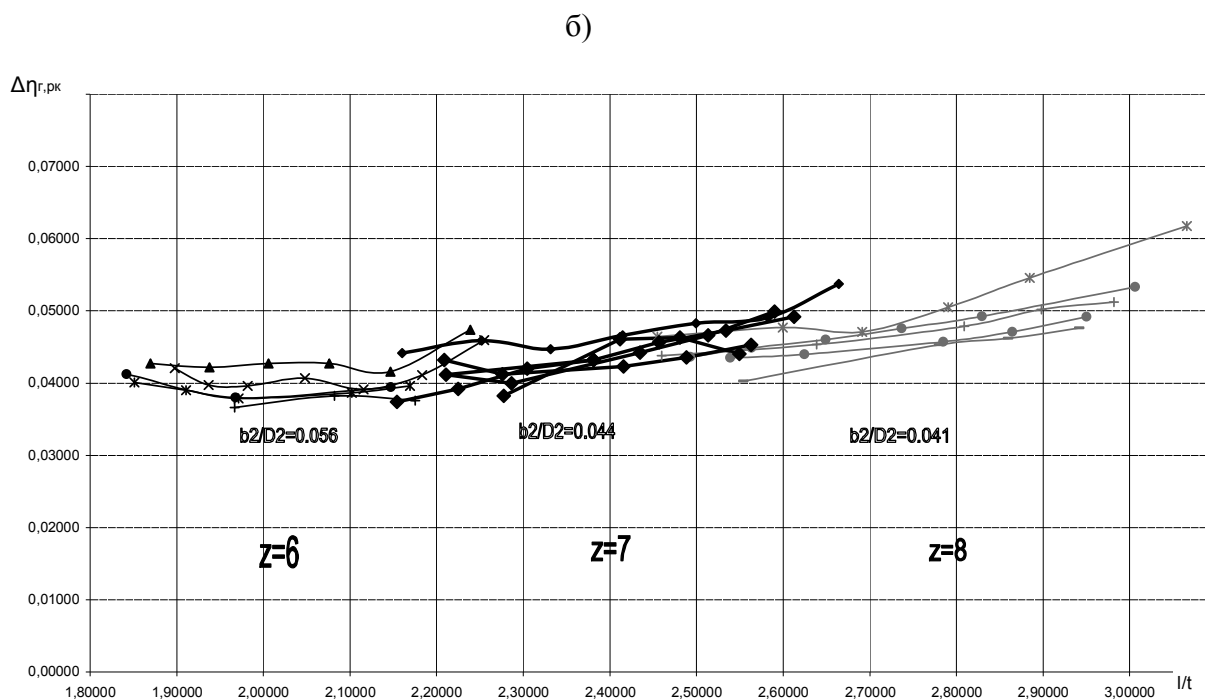
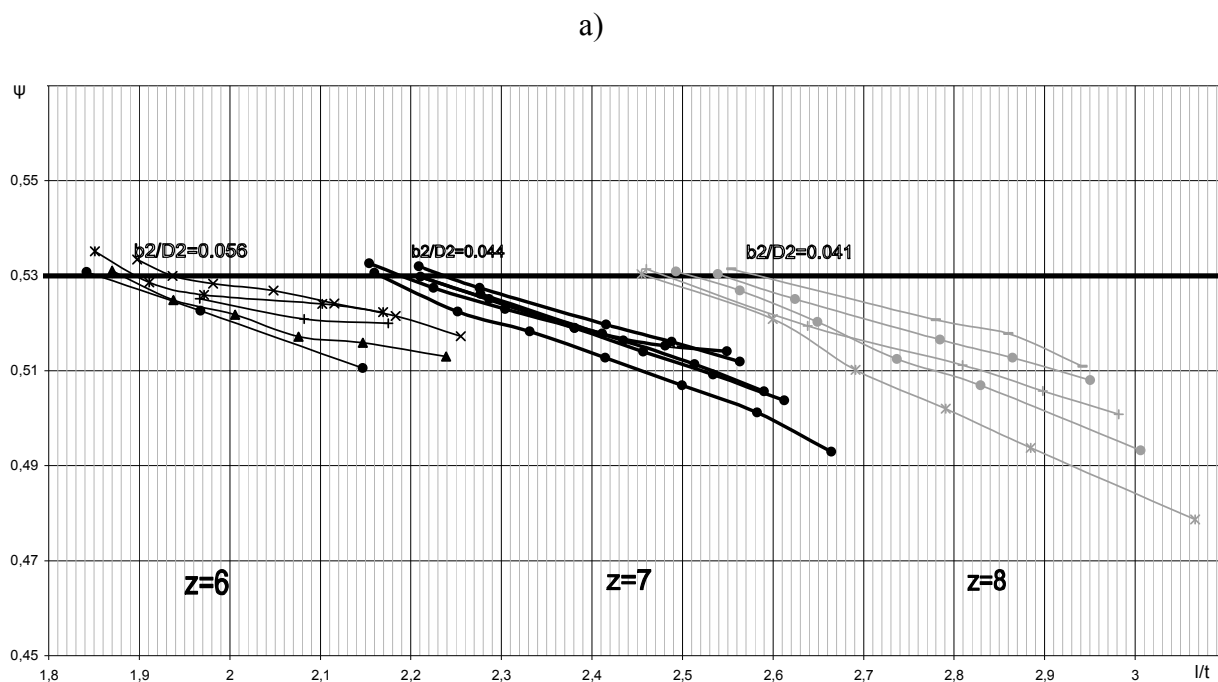


Рис.5. Параметры РК и ступени в зависимости от плотности решетки l/t при различных положениях входной кромки $Z_{1cp}/D_2 = 0,1; 0,12; 0,13; 0,15; 0,16$.
 Параметры РК: $D_2=0,39\text{м}$, $\psi_{тз}=0,53$, $\beta_{л2}=30^\circ$, $Z=6,7,8$, $b_2/D_2=0,041; 0,044; 0,056$.
 а – коэффициент напора; б – относительные потери в РК

Разброс рекомендуемой относительной ширины b_2/D_2 при одинаковых n_s у разных авторов объясняется разным сочетанием параметров проточной части (D_2 , $\beta_{л2}$, z , Z_{1cp}/D_2 , $\theta(l/t)$), при которых получаются различные оптимальные значения относительной ширины РК.

Расчетные значения оптимального коэффициента напора ψ для насоса ПЭ 380-185А также были сравнены с рекомендациями, имеющимися в литературе, которые были получены на основе обработки экспериментальных данных и могут не учитывать всего многообра-

зия таких параметров, как $\beta_{л2}$, z , b_2/D_2 , z_{1cp}/D_2 , θ (л/т). Выбранные нами оптимальные значения коэффициента напора ψ ближе к нижней границе.

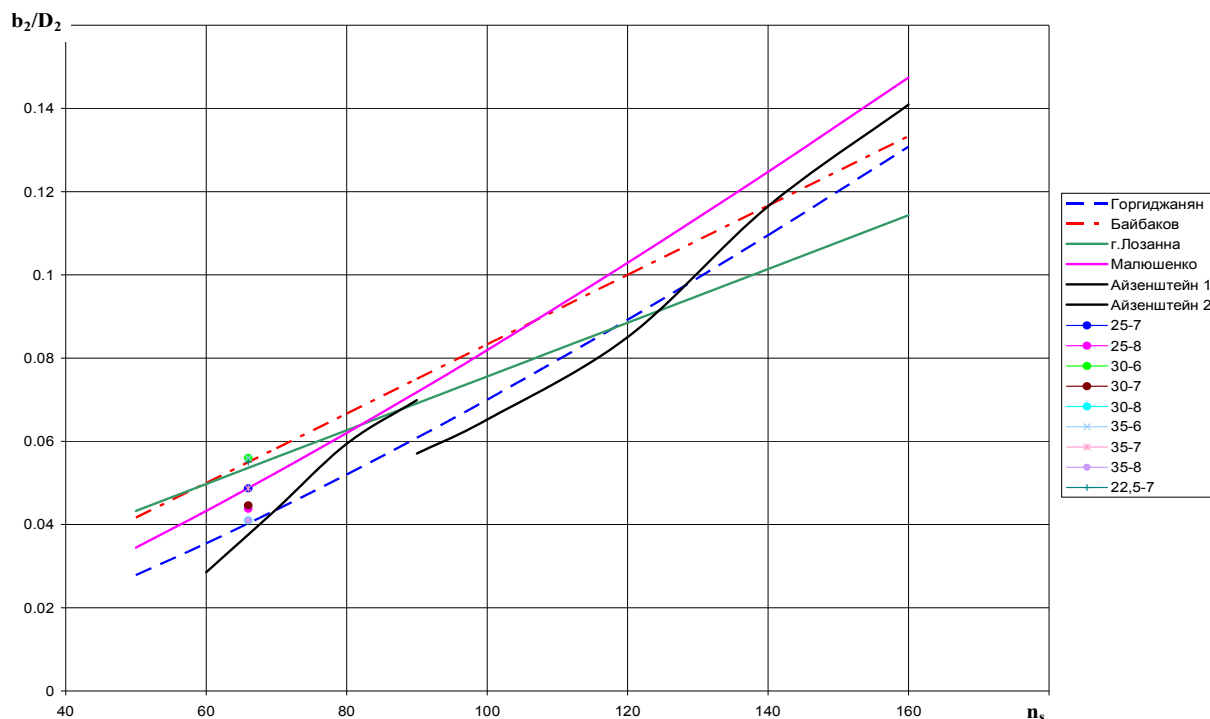


Рис. 6

В шестой главе для проверки результатов и выводов, полученных на основе квазитрехмерного подхода, выполнен расчет 3-х мерного вязкого течения и интегральных характеристик ступени насоса ПЭ 380-185. Параметры потока на выходе из РК передавались в малоканальный отвод через поверхность-интерфейс с условием «осреднение по окружности». Расчетные сетки – неструктурированные, ячейки в ядре потока представляли собой тетраэдры. Вблизи входных и выходных кромок рабочего колеса и поверхности интерфейса производилось сгущение элементов. Вблизи твердых стенок были созданы слои призматических ячеек для достижения равномерной точности расчета в местах быстрого изменения параметров течения. Шероховатость поверхностей задавалась в соответствии с исходными чертежами ступени насоса. Использовалась k - ϵ модель турбулентности. Объемные и внутренние механические потери определялись для номинального режима работы по эмпирическим формулам в зависимости от коэффициента быстроходности и пересчитывались для остальных режимов работы. Сравнение экспериментальных характеристик исходного варианта промежуточной ступени насоса ПЭ 380-185 с характеристиками, рассчитанными по 2-х и 3-х мерным методам, представлено на рис.7, 8. Сходимость расчета и эксперимента в районе оптимума при использовании как 2-х мерных, так и 3-х мерных методов удовлетворительная. Оба расчетных метода дают качественно и количественно близкие результаты.

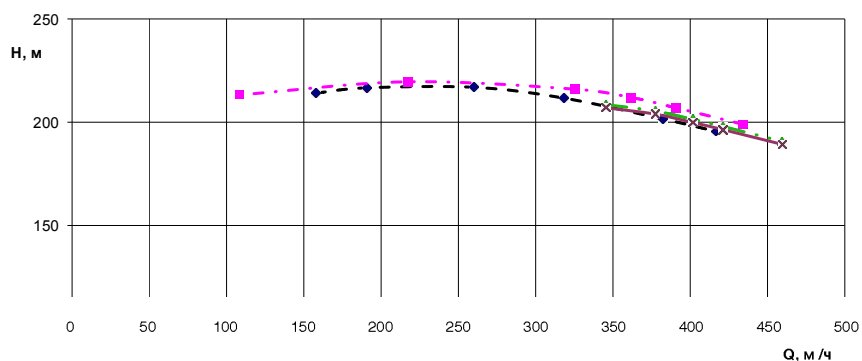


Рис.7. Напорная характеристика ступени насоса АПЭ 380-185:

— ■ — эксперимент (исходный вар-т); — ■ — 2D метод (исходный вар-т);
 — ▲ — 3D метод(исходный вар-т) — ■ — 3D метод(улучшенный вар-т)

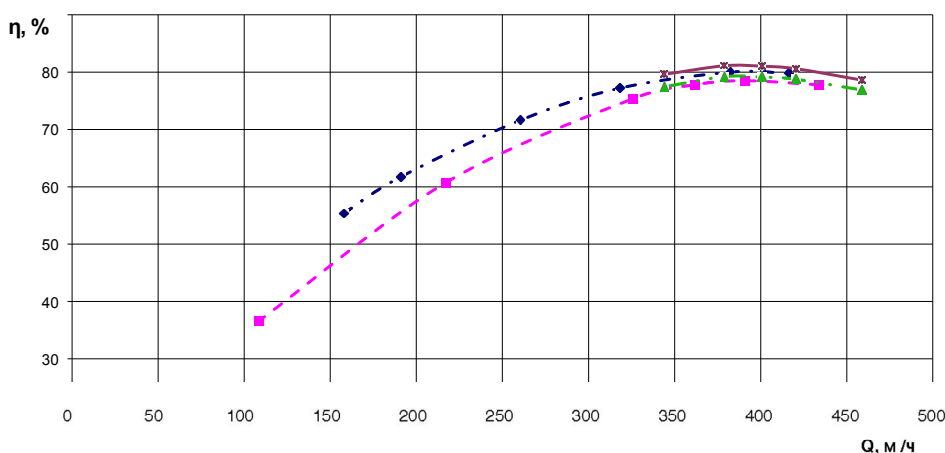


Рис. 8. Зависимость КПД ступени насоса АПЭ 380-185 от расхода:

— ■ — эксперимент (исходный вар-т); — ■ — 2D метод (исходный вар-т);
 — ▲ — 3D метод(исходный вар-т) — ■ — 3D метод(улучшенный вар-т)

Расчет по трехмерному методу, как и по квазитрехмерному, показал, что КПД ступени с коэффициентом напора $\psi=0,53$ выше на 2 %, чем КПД исходной ступени с коэффициентом напора $\psi=0,507$. Расчет трехмерного вязкого течения подтверждает выводы квазитрехмерного расчета о преимуществах нового варианта проточной части. Выигрыш по КПД получен за счет уменьшения гидравлических и внутренних механических потерь за счет уменьшения диаметра рабочего колеса по сравнению с исходным вариантом.

ВЫВОДЫ

1. Уточнен метод расчета течения и потерь в рабочем колесе с учетом изменения параметров пограничного слоя поперек межлопастного канала и стеснения потока в ядре толщинами вытеснения пограничного слоя и низкоэнергетического следа.

2. Для малоканального отвода разработана математическая модель течения и расчета потерь на основе расчета параметров плоского пограничного слоя с переменным значением

формпараметра $H = \delta^* / \delta^{**}$, с учетом кривизны линий тока в законе трения и низкоэнергетическим следом, возникающим за точкой отрыва пограничного слоя.

3. Разработана методика прогнозирования напора при $Q=0$ и энергетических характеристик ступеней многоступенчатых насосов в диапазоне подач от 0 до $1,3Q_{\text{опт}}$.

4. На основе разработанных математических моделей получены параметры проточной части питательного насоса ПЭ 380-185 с повышенными гидравлическими качествами.

СПИСОК ОПУБЛИКОВАННЫХ РАБОТ СОИСКАТЕЛЯ

1. Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю. Расчет потерь в малоканальных отводах и прогнозирование напорной характеристики промежуточных ступеней центробежных насосов // Гидравлические машины, гидроприводы, гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. Труд IV-й Международной научно-технической конференции СПб Политехнического университета. СПб, 2006.- С.30.

2. Дягилев П.Ю., Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю. Исследование течения и потерь в ступени питательного насоса с низким коэффициентом быстроходности // Международная научно-техническая конференция Эффективность и экологичность насосного оборудования Escorump.ru'2009 Москва. Москва, 2009, - С.15.

3. Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю. Уточнение модели расчета течения и потерь в многоступенчатом центробежном насосе // Гидравлические машины, гидроприводы, гидропневмоавтоматика. Современное состояние и перспективы развития. Сборник научных трудов 6-й Международной научно-технической конференции СПб Политехнического университета. СПб, 2010.- С.61.

4. Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю. Расчет пространственного пограничного слоя в рабочем колесе центробежной турбомашины // Научно-технические ведомости СПбГПУ. СПб, 1(95), 2010, Наука и образование, 2010. - С.143.

5. Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю. Расчет потерь в малоканальных отводах и прогнозирование напорной характеристики ступеней многоступенчатых центробежных насосов // Научно-технические ведомости СПбГПУ. СПб, 1(95), 2010. Наука и образование, 2010.- С.172.

6. Дягилев П.Ю., Жарковский А.А., Щуцкий С.Ю. Исследование течения и потерь в ступени питательного насоса с низким коэффициентом быстроходности // Насосы & Оборудование №1(60)2010. - С.46.