

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ УКРАИНЫ

Сумский государственный университет

На правах рукописи

Ратушный Александр Валерьевич

УДК 621.67

**ПОВЫШЕНИЕ НАПОРНОСТИ СТУПЕНИ ЦЕНТРОБЕЖНОГО
НАСОСА ПУТЁМ УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ ЛОПАСТНОЙ
РЕШЕТКИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА**

05.05.17 – гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

Диссертация на соискание научной степени кандидата технических наук

Научный руководитель

Ковалёв Игорь Александрович,

канд. техн. наук, профессор

Сумы – 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ИНДЕКСОВ И СОКРАЩЕНИЙ...	4
ВВЕДЕНИЕ.....	6
РАЗДЕЛ 1 СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ОБОСНОВАНИЕ АКТУАЛЬНОСТИ ТЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ.....	15
1.1. Особенности кинематики потока в рабочем колесе центробежного насоса. Теоретические предпосылки повышения напора.....	15
1.2. Применение многоярусных лопастных систем.....	24
1.3. Применение затыловки выходных кромок лопастей рабочих колёс...	36
1.4. Применение щелевых лопастных решеток.....	43
1.5. Применение лопастей нетрадиционной геометрии.....	57
1.6. Перспективы совместного применения рассматриваемых способов повышения напора.....	63
1.7. Выводы.....	65
РАЗДЕЛ 2 ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИССЛЕДОВАНИЯ.....	66
2.1. Цель и задачи исследования.....	66
2.2. Объект, методы и средства проведения исследования.....	68
2.3. Численное моделирование. Методика и средства проведения численного эксперимента.....	69
2.4. Физическое моделирование. Экспериментальная установка, методика проведения исследований.....	76
2.4.1 Экспериментальный стенд и средства измерения	76
2.4.2 Методика проведения экспериментальных исследований.....	79
2.4.3 Оценка погрешностей результатов измерений.....	82
2.5. Выводы.....	86
РАЗДЕЛ 3 РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И ЧИСЛЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	87
3.1. Проверка адекватности численных исследований.....	87

3.2. Результаты численного исследования способов повышения напора...	88
3.2.1 Исследование многоярусных решеток.....	88
3.2.2 Исследование влияния затыловки.....	92
3.2.3 Исследование совместного применения многоярусной решетки и затыловки.....	95
3.2.4 Усовершенствование конструкции рабочего колеса на основе совместного применения многоярусной решетки и затыловки.....	98
3.2.5 Исследование щелевых лопастей.....	103
3.2.6 Исследование лопастей S-образной формы.....	105
3.3. Выводы.....	109
РАЗДЕЛ 4 ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ КОЛЕС С ЦЕЛЮ ПОВЫШЕНИЯ НАПОРНОСТИ.....	111
4.1. Выбор параметров оптимизации, основных факторов и уровней их варьирования, составление матриц планирования.....	111
4.2. Получение и анализ уравнений регрессии, оценка адекватности моделей.....	115
4.3. Получение оптимального соотношения факторов.....	122
4.4. Выводы.....	127
РАЗДЕЛ 5 ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ.....	128
5.1. Зависимость основных энергетических параметров рабочего колеса от коэффициента быстроходности.....	128
5.2. Исследование ступеней на основе разработанных рабочих колёс....	131
5.3. Выводы.....	133
ВЫВОДЫ.....	134
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	135
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	150

ПЕРЕЧЕНЬ УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ, ИНДЕКСОВ И СОКРАЩЕНИЙ

Условные обозначения

- a - высота характерных сечений, м;
- b - ширина характерных сечений, м;
- D, d - диаметры характерных сечений, м;
- f - площади характерных сечений, м²;
- G - массовый расход, кг/м³;
- H - напор, м;
- h - потери напора, м;
- K - момент количества движения, м²/с;
- N - мощность, Вт;
- n - частота вращения, об/мин;
- n_s - коэффициент быстроходности насоса;
- p - давление, Па;
- Q - подача насоса, ступени, м³/с;
- R, r - радиусы характерных сечений и элементов, м;
- u - окружная скорость потока, м/с;
- v - скорость потока в абсолютной системе координат, м/с;
- w - скорость потока в относительной системе координат, м/с;
- β - угол установки лопасти РК, град;
- ρ - плотность жидкости, кг/м³;
- η - коэффициент полезного действия, %;
- μ - коэффициент мощности;
- φ - коэффициент расхода;
- ψ - коэффициент напора;

Индексы

- u* - проекция на окружное направление;
r - проекция на радиальное направление;
z - проекция на осевое направление;
m - меридиональный параметр;
ст - статическая величина;
p - расчётная величина, параметр в расчётной точке;
опт - параметр в оптимальной точке;
л - параметр лопасти;
к - параметр канала;
г - гидравлический параметр;
T - табличная величина;
i - номер параметра;

Список принятых сокращений

- ЦН – центробежный насос;
НА – направляющий аппарат;
ПС – пограничный слой;
ПЧ – проточная часть;
РК – рабочее колесо;
РО – рабочая область;
ОД – основной диск;
ПД – покрывающий диск;
РП – рабочая поверхность;
ТП – тыльная поверхность;
КПД – коэффициент полезного действия.

ВВЕДЕНИЕ

Актуальность темы исследования. Как известно, энергоёмкость насосного оборудования является достаточно высокой. В различных отраслях промышленности энергопотребление насосов составляет в среднем 25-60% от всей затрачиваемой мощности [1]. Распределение потребления электроэнергии насосным оборудованием, по данным Европейской организации производителей насосного оборудования «EuroPump» [2] представлено на рис. 1. При этом почти $\frac{3}{4}$ энергозатрат приходится на динамические насосы (рис. 2)

Таким образом, исходя из приведенных данных, проблема снижения затрат энергии, потребляемой насосным оборудованием является одной из ключевых задач технической науки. Особую остроту данная проблема приобретает на сегодняшнее время из-за резкого сокращения относительно дешевых традиционных источников энергии.

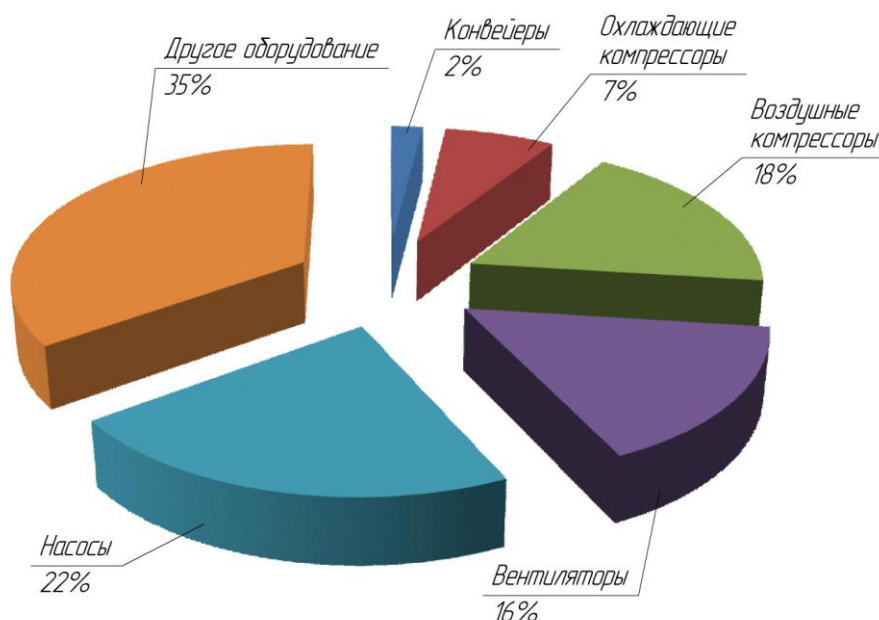


Рисунок 1 – Распределение потребления электроэнергии различным оборудованием

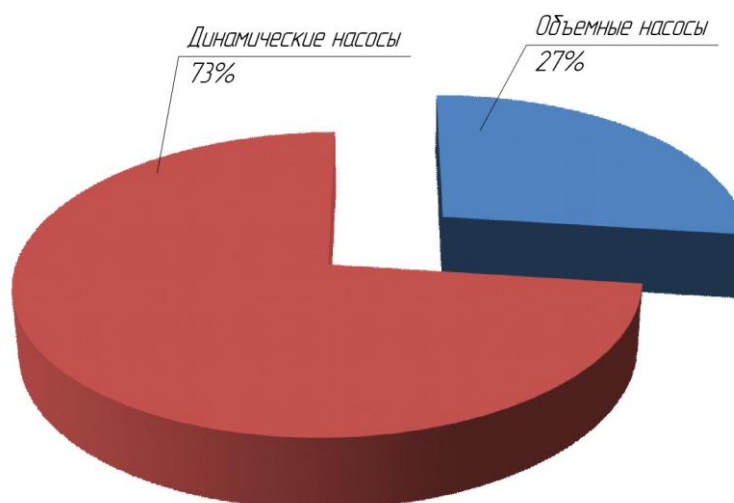


Рисунок 2 – Распределение потребления электроэнергии по типам насосов

Вышедшая в 2007 году Директива Евросоюза по этому вопросу предусматривает снижение общего энергопотребления в странах Европы к 2020 году на 20%. Причем снижение энергопотребления насосным оборудованием предусматривается на уровне 40% в сочетании с одновременным решением экологических проблем [3,4].

Для Украины данная задача носит особую актуальность, учитывая многопрофильность её экономики (нефтегазотранспортная система, горнодобывающая, нефтеперерабатывающая, химическая и металлургическая промышленности, энергетика, водоснабжение, теплофикация и т.д.) и чрезмерную энергозатратность большинства отраслей (в 2 – 4 раза) по сравнению с уровнем аналогичных отраслей в европейских странах. Кроме того, машиностроительная промышленность Украины является крупным производителем насосного оборудования не только для внутренних потребителей, но и на экспорт во многие страны, и поэтому она не может не учитывать инновационные тенденции в своей отрасли.

В этой связи Европейская Ассоциация производителей и потребителей насосного оборудования «EuroPump» разработала ряд программ и руководств

по реализации этих требований [5,6]. Приоритетным направлением развития насосостроения в них было выделено внедрение инноваций в энергосбережение.

За годы независимости Украины сложились новые условия для развития насосостроения. Если раньше насосная отрасль машиностроения была ориентирована в основном на изготовления специального оборудования, то на сегодняшнее время из-за необходимости её приспособления потребностям рынка возникает задача унификации конструкции насосов. Исходя из этого, главным направлением развития насосостроения является создание энергоэффективного оборудования с учетом потребностей заказчика с одной стороны и уменьшение стоимости создания такого оборудования с другой.

Согласно обозначенным потребностям была разработана концепция развития насосостроения в Украине [7], в которой ставится задача сокращения основных типоразмеров насосных агрегатов для повышения серийности их производства и расширения количества модификаций базовых конструкций для всестороннего удовлетворения различных нужд потребителей. В концепции также выделяется необходимость создания государственной системы стандартизации и сертификации насосостроения, отвечающей современным требованиям мировой практики и являющейся необходимым условием обеспечения качества технического уровня согласно стандартам «EuroPump».

Как известно, основное назначение гидродинамического насосного агрегата является сообщение энергии рабочей жидкости во время её протекания через насос. Основным органом, осуществляющим передачу энергии жидкости, является рабочее колесо, образующее с подводным и отводящим устройствами ступень. Основной интегральной характеристикой процесса передачи энергии в рабочем колесе центробежного насоса является напор – приращение механической энергии, получаемое каждым килограммом жидкости, проходящим через насос.

Повышение энергоёмкости насосного оборудования отражает общую тенденцию развития техники: передавать большее количество энергии без существенного повышения массогабаритных параметров их рабочих органов. Рассматривая задачу повышения энергоёмкости ступени, в качестве пути её решения понимаем возможность создания нею при одних и тех же геометрических размерах (радиальных и осевых), величинах расхода и скорости вращения как можно большего напора.

В нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей промышленности, являющейся стратегической для стран мира и потребляющей основную часть насосного оборудования, производящегося в Украине, значительную роль играют насосы системы поддержания пластового давления – многоступенчатые насосы типа ЦНС. Необходимость повышения напора отдельной ступени таких насосов продиктована снижением уровня добычи нефти в отдельных месторождениях. Исчерпание запасов энергоносителя и, как следствие, снижение дебета скважин, как известно, является общемировой тенденцией.

Подобные проблемы испытывает сейчас и угледобывающая отрасль. Разработка всё более углублённых пластов угля приводит к необходимости увеличения напора насосов, осуществляющих откачку грунтовых вод из шахт.

Актуальность вопроса повышения напора ступени насоса подтверждает возросший запрос от потребителей на модернизацию и разработку насосов с повышенными характеристиками именно по напору. Научные поиски в этом направлении велись различными насосостроительными предприятиями довольно длительное время, однако они носили несистемный, локальный характер и сопровождались, к тому же, противоречивыми данными.

Поэтому работа в направлении повышения напора ступени центробежного насоса на основе системного подхода, обеспеченным современными возможностями САПР является актуальной и отвечает

концепциям EuroPump и развития насосостроения в Украине, а также отражает общую тенденцию развития механизмов и машин.

Цель и задачи исследования: Цель исследования – повышение напорности ступени насоса путём модернизации лопастной решетки рабочего колеса и оптимизации её геометрических параметров без потери экономичности.

Для достижения поставленной цели сформулированы следующие задачи исследования:

- проанализировать и обобщить способы повышения напорности рабочего колеса при условии неизменяемости его габаритных параметров ($D_1, D_2, b_1, b_2, \omega$);

- провести численные исследования ступени с рабочим колесом рассматриваемого типа с использованием программного продукта ANSYS CFX ;

- провести экспериментальные исследования ступени с целью подтверждения адекватности численных исследований;

- исследовать эффективность применения известных способов повышения напорности для рассматриваемого рабочего колеса;

- выявить геометрические параметры лопастной решетки усовершенствуемого рабочего колеса, влияющие на повышение напора и определить уровень их воздействия на напор и КПД;

- предложить схемы лопастных решеток рабочих колес на основе совместного применения наиболее эффективных способов повышения напора;

- определить оптимальные соотношения геометрических параметров разработанных рабочих колес, которые позволят получить максимальный напор при приемлемом уровне КПД;

- разработать рекомендации по применению исследованных способов повышения напорности при проектировании лопастных решеток рабочих

колёс, в том числе обобщить их для разных быстроходностей в диапазоне $n_s = 40-120$.

Объектом исследования является рабочий процесс центробежного рабочего колеса.

Предметом исследования является влияние предложенных изменений геометрических параметров лопастных решеток рабочего колеса на его напорные и энергетические характеристики при неизменных внешних габаритах.

Методы исследования – при решении поставленных задач использовался, метод численного моделирования, экспериментальный метод, метод статистического анализа в сочетании с методом планирования эксперимента.

При проведении теоретических исследований использованы методы математического моделирования на основе классических уравнений механики жидкости и газа (уравнение Рейнольда, неразрывности, переноса характеристик турбулентности и уравнение динамики гидромеханических систем) с помощью программного комплекса ANSYS CFX 12.0 с использованием университетской лицензии. Математические модели являются совокупностью нелинейных алгебраических и дифференциальных уравнений в частных и полных производных. Достоверность научных результатов работы обусловлена применением апробированных исследовательских приемов, соответствием принятых предположений характеру решаемых задач, адекватностью математических моделей.

Физический эксперимент, являющийся составляющей частью проведенного исследования, включал в себя испытания промежуточной ступени на экспериментальном стенде кафедры Прикладной гидроаэромеханики СумГУ. Точность и достоверность полученных экспериментальных результатов обеспечено использованием методики проведения физического исследования, которая отвечает межгосударственному стандарту ДСТУ 6134-2009 (ISO 9906:1999) «Насосы

динамические. Методы испытаний», а также допустимой погрешностью измерения физических величин.

Научная новизна полученных результатов:

- впервые обобщены различные предложения по повышению напорности рабочих колёс и доказана возможность их совместного применения;
- установлены соотношения геометрических параметров рабочих колёс, которые обеспечивают одновременно максимальный напор и КПД;
- впервые установлен диапазон быстроходностей рабочих колёс, в котором сочетание повышения напора и КПД оптимальны;
- установлена возможность применения рабочих колёс с усовершенствованными лопастными решетками в составе ступени без замены направляющего аппарата.

Практическое значение полученных результатов:

- доказана эффективность применения затыловки выходных кромок лопастей двухъярусной решетки и лопастей S-образной формы в двухъярусной решетке для существенного повышения напора ступени;
- сформулированы рекомендации относительно выбора геометрических параметров рабочих колёс для получения высоких (15-30 %) значений напора при условии сохранения уровня экономичности;
- сформулированы рекомендации к проектированию рабочих колёс повышенной напорности в зависимости от коэффициента быстроходности;
- результаты диссертационной работы внедрены в на предприятиях Gity Tejarat Yadman Co. (Тегеран), ВАТ «ВНИИАЭН» (Сумы), ТОВ «Неохим В» (Сумы) и в учебном процессе кафедры Прикладной гидроаэромеханики СумГУ, что подтверждено приведенными в диссертации актами внедрения.

Личный вклад соискателя. В публикациях, которые отражают основные результаты диссертации и написаны в соавторстве соискателю принадлежат: [8] – обоснование актуальности и анализ способов повышения энергоэффективности насосного оборудования, [9,10] – обзор способов

повышения напора и рабочего процесса ступени при соответствующем снижении быстроходности, [11,12] – обоснование и анализ результатов численного эксперимента совместного применения двухъярусной решетки и затыловки выходных кромок лопастей, [13] – оценка экономического эффекта от внедрения результатов исследования. В работах [14] и [15], которые написаны автором самостоятельно, выполнено обобщение результатов исследований, приведены результаты оптимизации геометрических параметров рабочих колес с целью повышения напора, а также рекомендации к проектированию рабочих органов.

Апробация результатов работы.

Основные положения и результаты диссертационной работы докладывались и обговаривались на:

5-th Conference of Rotating Equipment in Oil & Power Industries (Tehran, 2014);

XIV Международная научно-техническая конференция «Герметичность, вибронадежность и экологическая безопасность насосного и компрессорного оборудования. Гервикон+насосы-2014»;

Международной научно-практической конференции «Recent studies of applied sciences» (г. Киев 2015);

Всеукраинских межвузовских научно-технических конференциях «Сучасні технології у промисловому виробництві» (г. Сумы 2010, 2014);

Научно-технических конференциях преподавателей, студентов, аспирантов и студентов СумГУ (ежегодно с 2009 по 2015 годы включительно).

Публикации. По материалам диссертации опубликовано 5 статей, 4 из которых опубликованы в научных изданиях Украины, 1 статья – в иностранном издании.

Структура и объем диссертационной работы.

Работа состоит из введения, 5 разделов, выводов, списка использованной литературы и приложений. Полный объем диссертации

составляет 151 страницы. Диссертационная работа включает 58 рисунков, из которых 1 рисунок на отдельной странице, 24 таблицы по тексту, 4 приложения на 4 страницах, список использованных источников из 131 наименований на 14 страницах.

РАЗДЕЛ 1

СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА, ОБОСНОВАНИЕ АКТУАЛЬНОСТИ ТЕМЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

1.1 Особенности кинематики потока в рабочем колесе центробежного насоса. Теоретические предпосылки повышения напора

Известно, что самый высокий напор $H_{T\infty}$ создаёт гипотетическое рабочее колесо с бесконечным числом бесконечно тонких лопастей. Величина $H_{T\infty}$ будет тем большей, чем больше угол выхода $\beta_{2\infty}$, вплоть до значений $\beta_{2\infty} > 90^0$ (лопасти загнуты вперёд). Известно также, что действительный напор H связан с $H_{T\infty}$ посредством гидравлического КПД колеса η_z и коэффициента учета влияния конечного числа лопастей μ зависимостью $H = \eta_z \mu H_{T\infty}$. Таким образом, возможности повышения напора РК видятся в первую очередь в соответствующем влиянии на коэффициенты η_z и μ .

Особенности течения в каналах рабочего колеса определяют структуру потока на выходе из него. При движении реальной жидкости в каналах и обтекании лопастей образуется пограничный слой. На местных диффузорных участках он утолщается, что, в свою очередь ведёт к существенному изменению кинематики потока. В связи с пространственным характером течения во вращающейся круговой решетке возникающие вторичные течения переносят пограничный слой – частицы с относительно малой энергией с рабочей поверхности одной лопасти на тыльную поверхность другой. Всё это приводит к срыву пограничного слоя с тыльной поверхности лопасти и искажению структуры потока на выходе из РК.

Это можно объяснить [16] тем, что по мере продвижения жидкости по каналу происходит постепенное нарастание вторичных течений, возникающих под действием кориолисовых сил, воздействующих на частицы жидкости в направлении рабочей поверхности лопасти, что приводит к их

оттоку от тыльной поверхности лопасти. Вдоль боковых стенок поток вторичных течений возвращается обратно от РП (рис 1.1).

Исследования [17] также показали, что напор, развиваемый у покрывающего диска несколько больше напора у основного диска. Эта тенденция сохраняется для всех режимов работы и может быть объяснена существующей неравномерностью потока на входе в рабочее колесо. Кроме того, с увеличением среднего радиуса, в колесе наблюдается ускорение потока у основного и соответствующее его замедление у покрывающего диска.

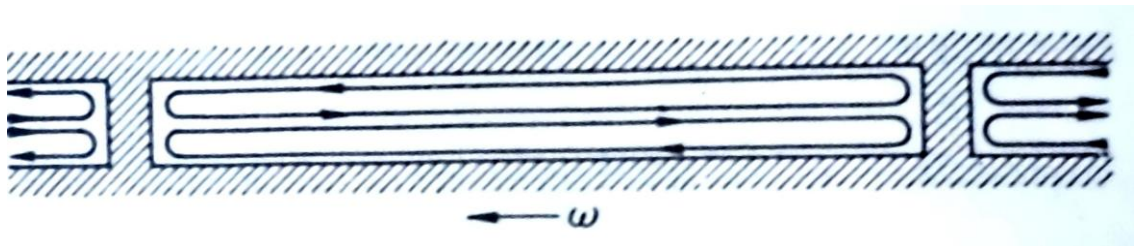


Рисунок 1.1 – Развернутое цилиндрическое сечение по окружности D_2 с изображений вторичных токов

Распределение потерь энергии между основным и покрывающим дисками зависит от режима работы. За исключением режима малых подач, наибольшие потери наблюдаются на тыльной поверхности лопасти. В РК ЦН характер потока зависит от конфигурации меридианного сечения. При повороте потока к радиальному направлению, на покрывающем диске располагаются развитые отрывные зоны. Для режимов перегрузки ($\bar{Q} \geq 1,2$) характерно то, что поток с максимальными потерями примыкает к ПД. На оптимальном режиме поля относительного КПД располагаются симметрично между дисками, а при недогрузке ($\bar{Q} \leq 0,5$) зоны потока с максимальными потерями примыкают к ОД. Исходя из подобного характера изменения КПД, между дисками рабочего колеса можно сделать вывод о том, что на режиме перегрузки отрывные зоны, возникающие на покрывающем диске, распространяются до выхода из колеса, а при перегрузке на нём зоны отрыва

замыкаются, однако на основном они возникают у выхода из РК. На оптимальном режиме подобное интенсивное влияние поворота потока не наблюдается [17,18].

Также следует отметить, что на всех режимах работы колеса у тыльной поверхности лопасти существует зона с отрицательными скоростями, т.е. зона обратных токов. В соответствии с распределением относительных скоростей и углов, поток с максимальными меридианными компонентами скоростей располагается у рабочей поверхности лопасти.

На оптимальном режиме поток наиболее симметричен относительно дисков колеса. На режиме перегрузки зона с максимальными меридианными составляющими скорости немного смещена к основному диску. На режиме недогрузки наблюдается резкое разделение потока на отдельные несимметричные относительно дисков колеса зоны. Зона обратных токов, расположенная у тыльной поверхности лопасти, приближается к покрывающему диску и может занимать до половины межканальной площади, а основная часть вытекающего из колеса потока расположена у рабочей поверхности лопасти и основного диска колеса. При этом величины относительных и меридианных компонентов скоростей потока достигают максимальных значений.

Исходя из того, что полное давление незначительно меняется по шагу, а статическое давление практически постоянно, на выходе из рабочего колеса, частицы жидкости обладают различной кинетической энергией, запас которой максимален для частиц у РП и минимален у ТП лопасти. Жидкие частицы с малым значением суммарной энергии из-за преобразования в давление и потерь на трение теряют её и возвращаются в канал РК у тыльной поверхности лопасти. Данный обратный ток жидкости воздействует на основной поток у рабочей поверхности лопасти и вызывает его стеснение. При $\bar{Q} \leq 0,5$ такое воздействие настолько велико, что приводит к увеличению угла основного потока до значений, превышающих угол установки лопасти [17,19,20].

Исходя из этого, следует, что не весь поток, выходящий из колеса, поступает в отвод. Часть его вновь возвращается в РК (рис 1.2). Интенсивность вихря не является постоянным и зависит от режима работы. Так как в реальности затруднительно получить равномерное распределение углов атаки по входной кромке РК, распределение зоны отрыва по ширине колеса является также неравномерным.



Рисунок 1.2 – Схема потока на выходе из РК

Рассмотрим картину течения в радиальной плоскости, пренебрегая неравномерностью по ширине рабочего колеса. Считая, что основной поток (обозначим ширину данной зоны как ε) не возвращается в колесо, а в зоне отрыва (ε_b) он неподвижен и вращается с угловой скоростью РК на выходе, примем равной нулю меридианную скорость и угол потока на границе зон основного потока и отрыва. У рабочей поверхности лопасти угол потока абсолютного течения приблизительно равен углу лопасти. Считая, что углы потока и меридианные скорости изменяются по линейному закону, а расход основной зоны равен общему расходу через колесо, определим параметры потока на выходе из него (рис. 1.3).

Угол потока и меридианная скорость:

$$\beta_2 = \beta_{2n} \left(1 - \frac{t}{\varepsilon} \right), \quad (1.1)$$

$$v_{m2} = \frac{2Q(\varepsilon - t)}{\varepsilon^2 b_2 z}, \quad (1.2)$$

где t – текущая координата активной зоны, м.

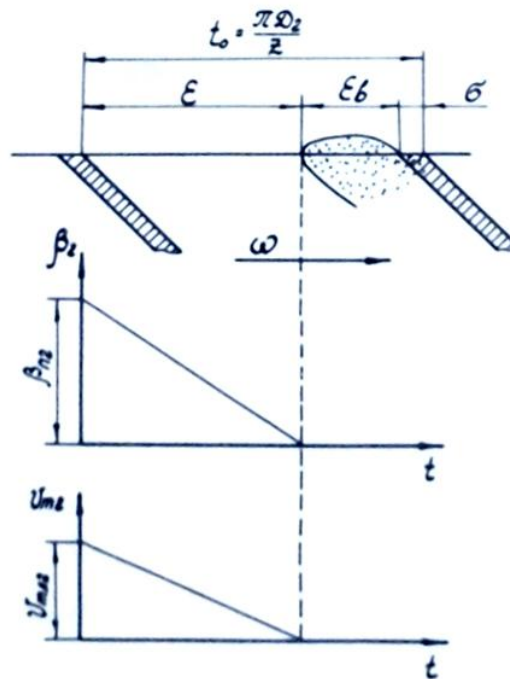


Рисунок 1.3 – Распределение меридианной скорости и углов потока на выходе из РК

Представим окружную составляющую абсолютной скорости на выходе из РК в виде

$$v_{u2} = u_2 - \frac{v_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} = u_2 - \frac{2Q(\varepsilon - t)}{\varepsilon^2 b_2 z \operatorname{tg} \left(1 - \frac{t}{\varepsilon}\right) \beta_{2,l}} \quad (1.3)$$

Среднее значение момента количества движения на выходе из РК

$$\overline{(v_u r)}_2 = \frac{\int_{f_2} r v_u v_m df}{\int_{f_2} v_m df}, \quad (1.4)$$

где v_u и v_m – текущие значения скоростей по окружности РК, м/с;

f_2 – площадь выхода из РК, м².

По определению среднего значения момента скорости на выходе, интеграл знаменателя (1.4) равен расходу через колесо. Интеграл числителя вычислим используя зависимости (1.1) - (1.3).

$$\int_{f_2} r v_u v_m df = z r_2 \int_0^\varepsilon \int_0^{b_2} \left(u_2 - \frac{v_{m2}}{\operatorname{tg} \beta_2} \right) v_{m2} db dt = r_2 u_2 Q - z r_2 b_2 \left(\frac{2Q}{\varepsilon^2 b_2 z} \right)^2 \int_0^\varepsilon \frac{(\varepsilon - t)^2 dt}{\operatorname{tg} \left(1 - \frac{t}{\varepsilon} \right) \beta_{2,l}} \quad (1.5)$$

Интеграл в правой части выражения (1.5) примет вид

$$\int_0^\varepsilon \frac{(\varepsilon - t)^2 dt}{\operatorname{tg} \left(1 - \frac{t}{\varepsilon} \right) \beta_{2,l}} = \frac{\varepsilon^2}{2} \left(\frac{1}{\beta_{2,l}} - \frac{\beta_{2,l}}{6} - \frac{\beta_{2,l}^3}{135} - \dots \right) \quad (1.6)$$

Пренебрегая третьим и последующими слагаемыми, получаем

$$\int_0^\varepsilon \frac{(\varepsilon - t)^2 dt}{\operatorname{tg} \left(1 - \frac{t}{\varepsilon} \right) \beta_{2,l}} = \frac{\varepsilon^2}{2} \left(\frac{1}{\beta_{2,l}} - \frac{\beta_{2,l}}{6} \right) \quad (1.7)$$

Подставив (1.7) в (1.5), получим

$$\int_{f_2} r v_u v_m df = r_2 u_2 Q - \frac{2 r_2 Q^2}{\varepsilon b_2 z} \left(\frac{1}{\beta_{2,l}} - \frac{\beta_{2,l}}{6} \right) \quad (1.8)$$

Тогда значение момента скорости на выходе из РК примет вид

$$\overline{(v_u r)}_2 = r_2 u_2 - \frac{D_2 Q^2}{\varepsilon b_2 z} \left(\frac{1}{\beta_{2,l}} - \frac{\beta_{2,l}}{6} \right) \quad (1.9)$$

С учетом выражения (1.9) теоретический напор РК представим следующим образом

$$H_{T\infty} = \frac{\omega}{g} \left[r_2 u_2 - \frac{D_2 Q}{\varepsilon b_2 z} \left(\frac{1}{\beta_{2,n}} - \frac{\beta_{2,n}}{6} \right) - \overline{(v_u r)}_1 \right] \quad (1.10)$$

Анализ полученного уравнения позволяет наметить следующие пути повышения напора рабочего колеса:

- увеличение числа лопастей, применяя дополнительные укороченные лопасти (использование двухъярусной решетки);
- увеличения угла установки лопасти на выходе из рабочего колеса путём применение лопастей S-образной формы;
- увеличение зоны активного потока путём применения затыловки выходных кромок лопастей РК;
- уменьшение зоны отрыва потока, используя щелевые лопасти.

Далее рассмотрим энергетическую картину работы рабочего колеса. Приращение полной энергии потока жидкости происходит исключительно в области РК. Получаемое в нём приращение потенциальной энергии является конечной её формой и не нуждается в преобразовании. При этом, на выходе из рабочего колеса нуждается в преобразовании в энергию давления кинетическая энергия потока. Оно происходит в статорных элементах проточной части насоса и приводит к росту гидравлических потерь. Соотношение между потенциальной и кинетической энергией колеса зависит от конструктивных особенностей проточной части и характеризует процесс преобразования составляющих механической энергии, а также оказывает существенное влияние на работу всей ступени. Исходя из этого, оценка относительной величины приращения потенциальной энергии потока в колесе является важной задачей.

Представив основное уравнение гидромашин в виде [21]

$$\dot{I}_0 = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{(r_2\omega)^2 - (r_1\omega)^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \quad (1.11)$$

имеем следующие зависимости. Первый член уравнения $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2g}$ характеризует приращение кинетической энергии жидкости (динамический напор) в РК. Сумма двух других членов $\frac{(r_2\omega)^2 - (r_1\omega)^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$ определяет статический напор $H_{T \text{ ст.}}$ (энергию давления). Относительное приращение потенциальной энергии характеризуется коэффициентом реактивности $\rho_T = \frac{H_{T \text{ ст.}}}{H_T}$, который зависит от угла β_2 .

Одним из наиболее важных геометрических параметров, определяющим конструктивный тип РК, является угол установки лопасти на выходе из β_2 . Он, как и ρ_T оказывает влияние на гидравлические качества каналов колеса, на напор, создаваемый ступенью насоса (коэффициент теоретического напора \bar{H}_T), и форму его напорной характеристики $H - Q$.

Если на входе в РК закрутка потока отсутствует ($v_{u1} = 0$) и при бесконечном числе лопастей имеем [22]

$$\bar{H}_T = 2\bar{v}_{u2}, \quad (1.12)$$

$$\rho_T = 1 - \frac{1}{2} \cdot \bar{v}_{u2}, \quad (1.13)$$

где \bar{v}_{u2} – коэффициент окружной составляющей абсолютной скорости при выходе из колеса.

Таким образом, из (1.12) и (1.13) видно, что \bar{H}_T и ρ_T являются функцией \bar{v}_{u2} . Учитывая, что \bar{v}_{u2} является линейной функцией угла β_2 , то с его ростом теоретический напор увеличивается, а степень реактивности понижается.

При экспериментальных исследованиях рабочих колес с $\beta_2 = 32,5^\circ$ и 90° показалоказалось что гидравлический КПД РК для обоих углов мало отличается и достигает значения $0,94 \div 0,96$. Однако, следует отметить, что КПД ступени в целом при увеличении β_2 уменьшается, так как при этом уменьшается степень реактивности, а значение диффузорного эффекта в статорных элементах в процессе создания потенциального напора увеличивается. Снижение потерь в отводящем устройстве может быть достигнуто за счет проектирования рабочих колёс с хорошей структурой потока на выходе одновременно с созданием оптимального отводящего устройства [23].

Число лопастей является также одним из важных параметров, влияющих на напор РК. Как известно, увеличение количества лопастей z приводит к увеличению напора, так как в проточной части рабочего колеса происходит превращение механической энергии в энергию жидкости, то есть, собственно, в напор. Однако, при выборе оптимального количества лопастей РК необходимо учитывать две противоположные тенденции: для создания более равномерного распределения скоростей в каналах и уменьшения перепада давления на одну лопасть лучше увеличивать количество лопастей, но при этом, увеличивается площадь трения жидкости о стенки каналов, а также коэффициент стеснения, что вызывает возростание относительной скорости и соответствующие дополнительные гидравлические потери [24, 25].

Следуя рекомендациям [18, 26, 27, 28] выбор количества лопастей необходимо увязывать с двумя параметрами: углом на выходе из РК и коэффициентом быстроходности. При снижении n_s и увеличении углов

установки лопастей рекомендуется увеличивать число лопастей. Однако, следует отметить, что при числе лопастей, превышающем 10 целесообразно часть лопастей на входе выполнять укороченными, то есть применять двухъярусную лопастную решетку. Такая конструкция позволит добиться понижения стеснения потока лопастями и, что, в свою очередь, благоприятно отразится на уровне гидравлических потерь.

Исходя из особенностей течения жидкости в рабочем колесе, различными авторами проводились исследования и предлагались технические решения для повышения напора РК. Однако, следует отметить, что из-за ограниченных возможностей проведения натурных экспериментов и невозможности организации полноценных численных исследований, данные разработки не носили системного и комплексного характера.

1.2 Применение многоярусных лопастных систем

При конструировании рабочих колёс весьма важным является выбор количества лопастей [29,30] из-за того, что оно оказывает существенное влияние на структуру потока и характеристики РК. При большом числе z обеспечивается незначительная диффузорность и равномерность потока за колесом, а также повышается теоретический напор. Однако при этом колесо может иметь пониженный гидравлический КПД, обусловленный повышенными потерями на трение из-за значительной поверхности трения межлопаточных каналов, а также высоким уровнем средних скоростей на выходном участке канала, где имеет место наибольшее стеснение потока лопастями.

Уменьшение числа лопастей сопровождается снижением потерь на трение. Также уменьшается теоретический напор вследствие снижения воздействия лопастей на поток, увеличивается неравномерность потока и диффузорность течения в каналах и за рабочим колесом, что приводит к отрыву потока и увеличению потерь на вихреобразование. Это, в свою

очередь, влечет за собой уменьшение площади активного сечения потока и увеличение его скорости, что обуславливает дополнительное снижение напора.

При проектировании рабочих колёс необходимо выбирать лопастную систему с оптимальными свойствами, однако мероприятия, способствующие улучшению одного из параметров, чаще всего находится в противоречии с обеспечением других. Одним из возможных направлений разрешения данной проблемы является идея применения двухъярусных РК, которая привлекла внимание исследователей как в области насосостроения [31,32], так и особенно в компрессоростроении [33,34,35,36].

Применение колёс с двухъярусной решеткой впервые предложил еще Пфлейдерер [37]. Он указывает на возможность применения колеса такой конструкции, когда значительным является коэффициент стеснения на выходе. Первые практические попытки реализации и проверки данной идеи [31,32] с целью повышения КПД ступени и улучшения формы напорной характеристики не привели к ожидаемому результату.

Исследования РК с двухъярусной решеткой, проведённые в ЛПИ [38] показали, что при применении на те же параметры Q и H подобного колеса с решеткой, более редкой на входе и густой на выходе позволяет сохранять хорошую структуру потока на выходе из рабочего колеса при увеличении напора.

Дальнейшая теоретическая и экспериментальная разработка двухъярусных РК для центробежных компрессоров [33, 39,40,41,42,43,44,45] позволила выявить и обобщить некоторые положительные и отрицательные стороны применения таких решеток. Прежде всего, следует отметить, что двухъярусное колесо создаёт малое стеснение потока лопастями на выходе и при увеличении числа лопастей наблюдается рост напора при практически постоянном стеснении, а также уменьшается нагрузка на отдельную лопасть. Кроме того, при рациональном расположении коротких и длинных лопастей течение внутри РК приобретает бóльшую равномерность и появляется

возможность регулировать распределение скоростей вдоль поверхности лопасти. Это позволит обеспечить повышение напора без заметного снижения энергетических и кавитационных качеств насоса. Однако нельзя не обратить внимание на то, что увеличение числа лопастей в целом приводит к увеличению гидравлических потерь вследствие увеличения суммарной поверхности трения и уровня средних скоростей в межлопаточном канале.

Шкрабуль [38,46] предложил модель течения в РК ЦН, учитывающую диффузность реального течения и, как следствие, значительное влияние вторичных течений на пограничный слой у лопастей и дисков. В качестве параметров, влияющих на вторичные течения, были приняты относительный поперечный градиент скоростей $\frac{1}{w} \frac{\partial w}{\partial y}$, уменьшением которого можно добиться уменьшения вторичных течений от рабочей к тыльной поверхности лопасти и относительный продольный градиент скоростей $\frac{1}{w} \frac{\partial w}{\partial x}$, с уменьшением которого уменьшается вероятность отрыва потока у лопастей, но увеличиваются потери трения.

Исследования показали, что двухъярусное РК должно иметь такое распределение скоростей по лопасти, чтобы величина градиентов скоростей в канале 2 была меньше, чем в канале 1 (рис 1.4). Это должно способствовать снижению интенсивности вторичных течений в канале 2 и, соответственно, уменьшению перетекания и концентрации масс жидкости низкой энергии у ТП основной лопасти, что может вызвать отрыв у этой поверхности даже при незначительных продольных градиентах скоростей. Следует также отметить, что для коротких лопастей второго ряда данные перетекания не так существенны.

При переходе от одноярусной к двухъярусной решетке РК встает вопрос о целесообразной величине длины и толщины коротких лопастей, которые должны выбираться из условия обеспечения оптимальности работы первого и второго ярусов лопастей. Исследования, проведенные Тхи, показали, что с уменьшением длины коротких лопастей характер их

обтекания стал всё более отличаться от характера обтекания лопастей нормальной длины.

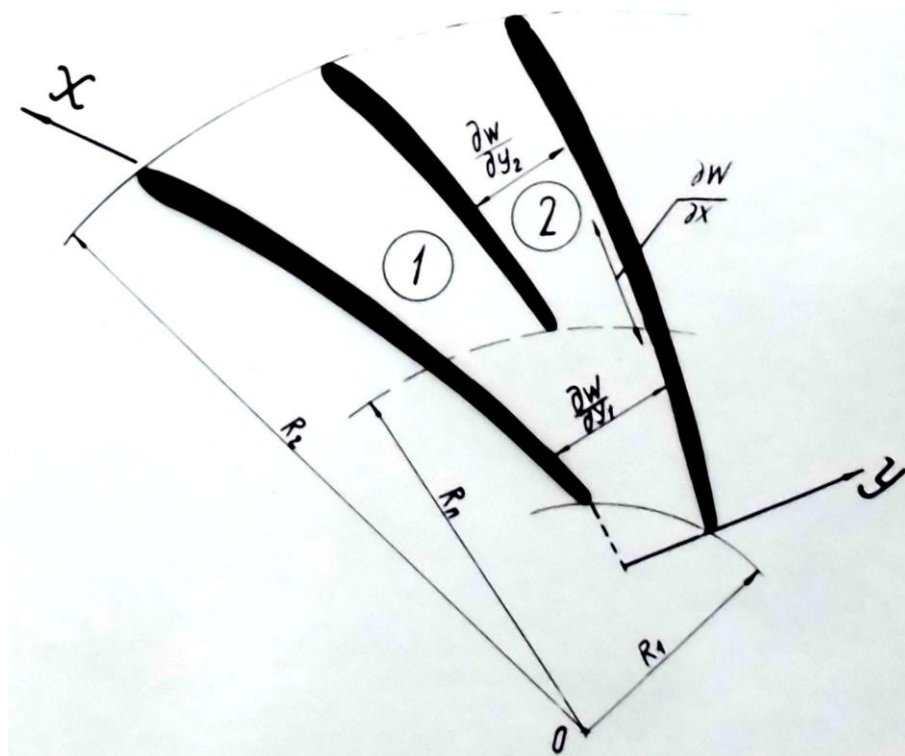


Рисунок 1.4 – Схема двухъярусного рабочего колеса

С уменьшением длины короткой лопасти растёт нагрузка на основную, для которой градиент скорости поперек канала $\frac{\partial w}{\partial y}$ увеличивается.

Увеличение толщины коротких лопастей приводит к росту скоростей на обеих поверхностях профиля, что обуславливает увеличение стеснения потока. Для устранения этого негативного явления рекомендуется уменьшить толщину добавляемых в одноярусное рабочее колесо коротких лопастей (особенно на входе), чтобы обеспечить одинаковое стеснение потока при изменении числа лопастей [47,48,49].

Имеются рекомендации [50,51] относительно оптимальной длины и ширины короткой лопасти. Предлагается данные геометрические параметры короткой лопасти выполнять в 2 раза меньшими, чем у основной. По мнению

авторов, это будет способствовать повышению напора и КПД двухъярусного РК и расширению зоны его устойчивой работы.

Существенное влияние на течение в каналах двухъярусного колеса оказывает сдвиг короткой лопасти по шагу. При перемещении короткой лопасти по направлению вращения (что было признано более рациональным, чем перемещение против направления вращения [49]) общая нагрузка на основную лопасть увеличивается, а на короткую уменьшается. В этом случае градиент скорости поперек канала 2 (рис 1.4) значительно уменьшается, что должно приводить к увеличению КПД РК за счет улучшения течения у тыльной поверхности основной лопасти из-за уменьшения вторичных течений и связанных с ним возможностей возникновения отрыва.

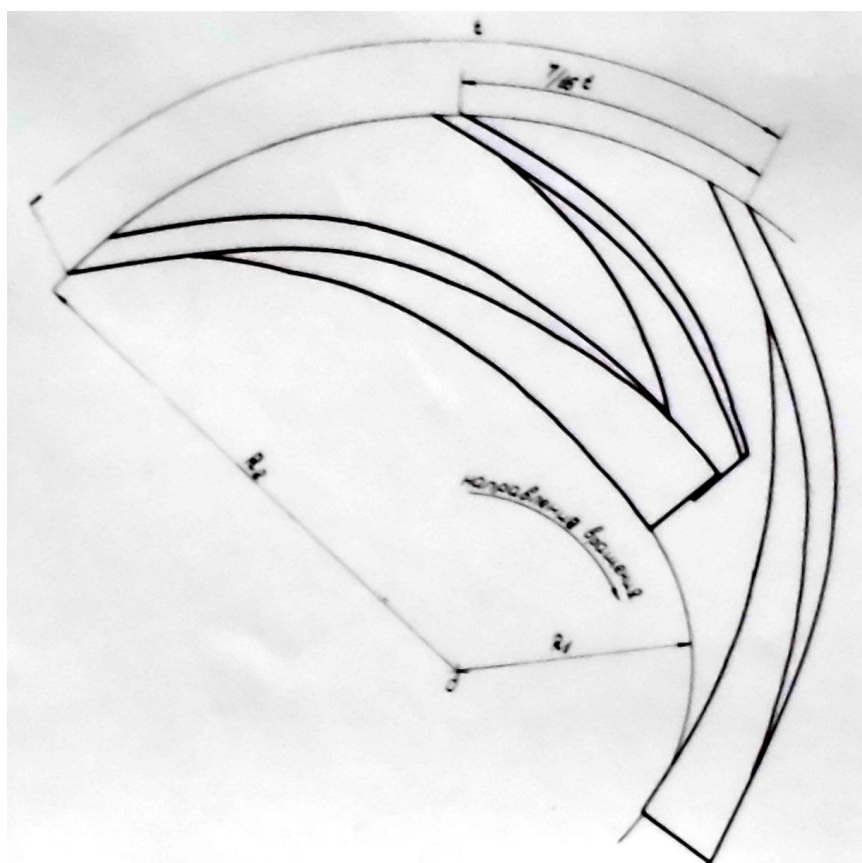


Рисунок 1.5 – Схема двухъярусного рабочего колеса со смещенной по направлению вращения короткой лопастью

Вторичное течение в канале 1 при перемещении короткой лопасти по шагу меняется незначительно, а в канале 2 оно заметно меняет свой характер. Интенсивность вторичного течения уменьшается в том случае, когда короткая лопасть перемещается по направлению вращения (рис 1.5), а в остальных случаях увеличивается по сравнению с интенсивностью вторичного течения у исходного варианта рабочего колеса, что в свою очередь должно привести к увеличению реального напора.

Исследования, проведённые Жарковским и Шкрабулем с целью повышения КПД РК [52,53] показали, что оптимальным является смещение короткой лопасти на $9/16$ шага по направлению вращения.

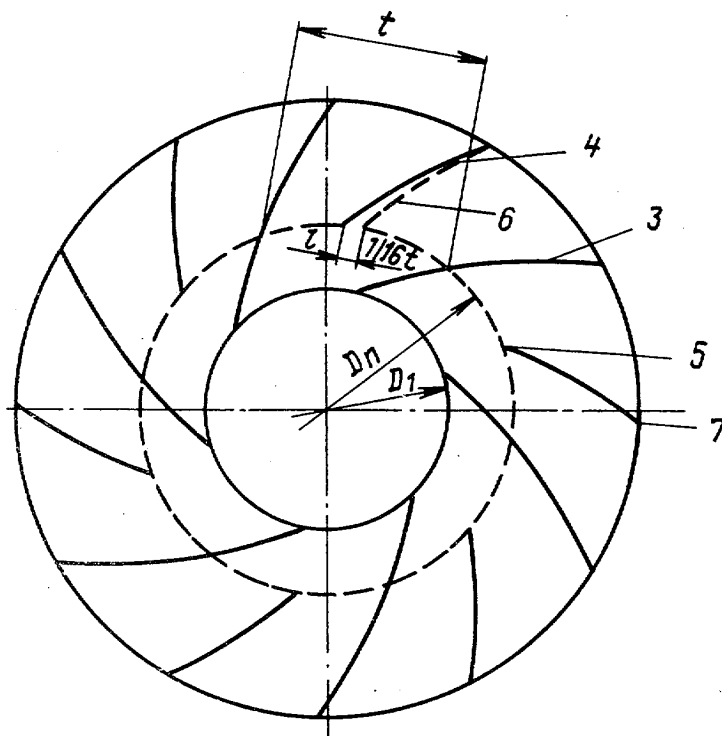


Рисунок 1.6 – Схема двухъярусного рабочего колеса со смещенной по направлению вращения входной кромкой короткой лопасти

Шерстюк [54] предлагает смещать по шагу в направлении вращения РК только входные кромки коротких лопастей. Оптимальным рекомендуется смещение на $1/16$ шага. При этом выходные кромки данных лопастей

предполагается оставлять на средней линии межлопаточных каналов (рис. 1.6). Такое положение короткой лопасти приводит к уменьшению для неё угла β_2 , способствует прохождению приблизительно одинакового количества жидкости через канал 1 и 2 РК, а также приводит к выравниванию поля скоростей на выходе из колеса.

Разработки по оптимизации положения короткой лопасти, выполненные за рубежом, подтверждают выводы отечественных ученых. Так в [55] исследовались компрессорное рабочее колесо со смещенными в интервале 6-33% по шагу в направлении вращения короткими лопастями. Оптимальным оказалось смещение на 20% по шагу, что привело к улучшению характеристик напора и КПД РК. В исследовании [56] оптимальным признаётся смещение короткой лопасти на 17% и отмечается, что у двухъярусного колеса зоны отрыва, располагающиеся по углам между покрывающим диском и тыльной поверхностью лопасти имеют существенно меньшие размеры.

Характер изменения напора у двухъярусного РК имеет отличия по сравнению с характером изменения напора у одноярусного. Это объясняется тем, что у двухъярусного колеса имеется большее число лопастей, поэтому при $\bar{Q} \geq 1,2$ его напор больше, чем у одноярусного. При $\bar{Q} \leq 0,7$ напор колеса повышается главным образом за счет повышения напора решетки из основных лопастей. Повышение напора составляет порядка 4% при практически неизменном угле $\beta_{2,л}$. При этом резко повышается нагрузка на первую половину лопастей и диффузорность на этом участке. На основании теории пограничного слоя можно сделать вывод о том, что действительный напор рабочего колеса на режимах $\bar{Q} \leq 0,7$ у двухъярусного РК меньше напора одноярусного за счет увеличения гидравлических потерь в проточной части. Подобный вывод относится и к КПД РК.

Применение двухъярусного РК приводит к значительному расширению зоны работы в правой ветви характеристики и сдвигу оптимума КПД в зону

больших расходов, что является характерным при повышении напора колеса [48,49], что и подтверждают последние исследования [57,58,59].

Во ВНИИАЭН [60,61,62] был выполнен анализ выбора оптимального соотношения расположения и геометрии лопастей двухъярусных колеса и экспериментальные исследования эффективности их работы. Рассматривая изменение эпюры относительных скоростей по мере продвижения от входа межлопастного канала к его выходу выделялось условно 4 зоны (рис. 1.7).

I зона. На самом входе распределение относительных скоростей равномерное. Далее из-за возникновения перепада давлений на лопасти относительная скорость у тыльной поверхности увеличивается, а у рабочей уменьшается. В конце первой зоны относительная скорость у тыльной поверхности достигает максимума.

II зона. Начинает наблюдаться искажение эпюры скоростей вследствие появления короткой дополнительной лопасти, относительная скорость у ТП основной лопасти увеличивается, а у РП короткой уменьшается (канал 1). В канале 2 распределение относительных скоростей имеет более равномерный характер.

III и IV зоны. В канале 1 относительные скорости у тыльной поверхности основной лопасти уменьшаются, образуется зона с низкими относительными скоростями или даже с обратным течением, относительные размеры которой увеличиваются к выходу. У рабочей поверхности короткой лопасти наблюдается резкий рост относительных скоростей. В канале 2 картина течения практически противоположная. В конце четвертой зоны, т.е. у выхода из межлопастного канала максимум относительных скоростей наблюдается уже в канале 2. Расход через зону, прилегающую к ТП основной лопасти (канал 1), относительно мал. Протяженность зон зависит от конструкции рабочего колеса: при увеличении угла $\beta_{2л}$ четвертая зона увеличивается, что должно уменьшить предыдущие зоны.

Также исследовалось влияние длины коротких лопастей на структуру потока. Последовательная подрезка коротких лопастей со стороны входа

через одну в зоне I приводит к увеличению расхода через канал 1. В результате увеличивается неравномерность распределения относительных скоростей на выходе из РК и увеличиваются потери в отводе. Подрезка входной кромки короткой лопасти в зоне II, приводит к постепенному выравниванию неравномерности поля относительных скоростей на выходе и к уменьшению потерь напора в отводе.

Подрезка в зоне III не должна привести к заметным изменениям в структуре потока на выходе из колеса, так как эта зона и определяет оптимальную длину коротких лопастей в колесе с расположением лопастей на равном расстоянии друг от друга.

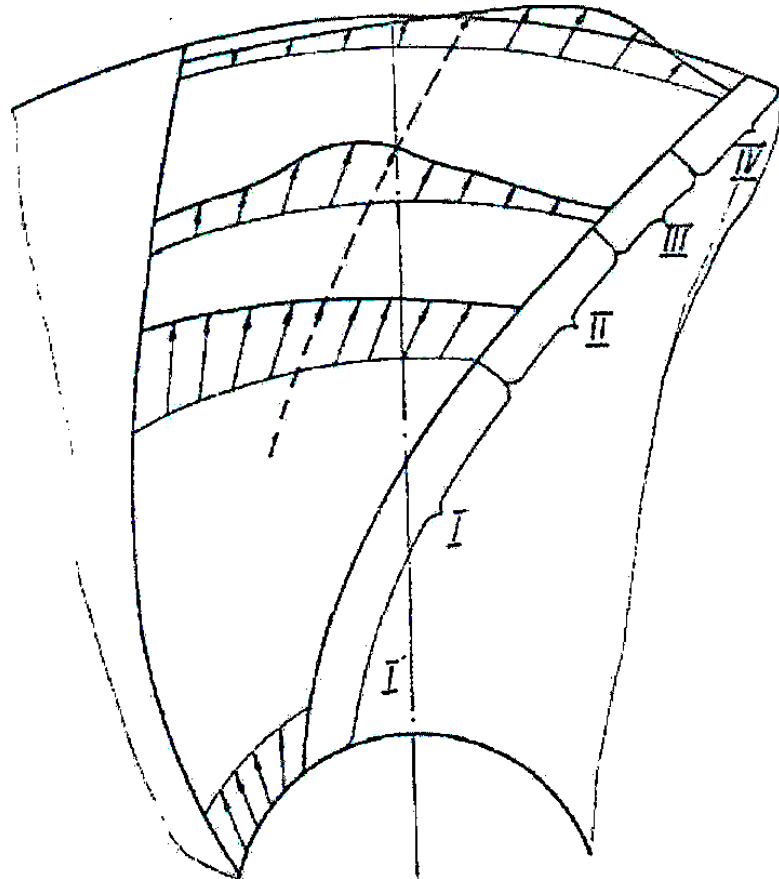


Рисунок 1.7 – Схема межлопастного канала двухъярусного РК

Последовательная подрезка коротких лопастей в зоне IV должна приводить к увеличению расхода через канал 2 и уменьшению расхода через

канал 1, что потенциально влечет за собой увеличение гидравлических потерь.

В целом, при уменьшении длины коротких лопастей должны уменьшаться потери на трение в колесе, однако потери при обтекании входной кромки коротких лопастей должны увеличиваться. Кроме того, в высокооборотных ЦН выбор диаметра входа короткой лопасти часто определяется прочностными соображениями. При этом эффективность центробежной ступени может быть улучшена лишь выбором места установки короткой лопасти между длинными лопастями.

Были исследованы способы улучшения характеристики ступени при выборе диаметра входа короткой лопасти в той или иной зоне. Ставилась задача выполнить смещение короткой лопасти таким образом, чтобы расходы через соседние каналы были одинаковыми. Такой результат достигается в случае входа короткой лопасти, расположенной в зоне I и II, при смещении короткой лопасти к тыльной поверхности основной, в зоне III короткая лопасть должна быть установлена посередине межлопастного канала, а в зоне IV для получения равенства расходов через каналы 1 и 2 короткую лопасть следует смещать к рабочей поверхности основной лопасти.

Следует отметить, что при простом смещении короткой лопасти выравниваются расходы через соседние проточные каналы, однако выходные площади 1-го и 2-го каналов получаются разными. Это должно приводить к нарушению равенства относительных скоростей в 1-м и 2-м каналах на выходе из колеса. Достижение лучшего результата представляется возможным при специальном профилировании короткой лопасти. При этом, выходная кромка короткой лопасти должна быть установлена посередине между основными, а вход короткой лопасти должен делить поток по подаче на две равные части.

Определение влияния диаметра входа коротких лопастей проводилось на РК с числом лопастей $z_o + z_k = 12 + 12$ и углом установки их на выходе $\beta_{2л} = 50^\circ$ при симметричном расположении коротких лопастей. Исходная длина

коротких лопастей $l_k = 0,7l_o$, диаметр входа $D_k = 0,53D_2$. Подрезка коротких лопастей проводилась со стороны входа последовательно через 15% их первоначальной длины. При каждой из подрезок входная кромка выполнялась параллельной оси вращения.

Анализ полученных таким образом напорных и энергетических характеристик показывает, что наибольшему напору ступени соответствует длина коротких лопастей $l_k = 0,28l_o$, при которой входная кромка короткой лопасти расположена на диаметре $D_k = 0,9D_2$. Увеличение напора по сравнению с исходным вариантом составило 2,5%.

Для исследования влияния смещения по шагу коротких лопастей было выбрано двухъярусное РК с углом выхода $\beta_{2l} = 70^\circ$ и с числом лопастей $z_o + z_k = 7 + 7$. Диаметр входа короткой лопасти $D_k = 0,6D_2$, её длина $l_k = 0,6l_o$. Испытания показали, что последовательное смещение коротких лопастей в направлении, обратном вращению к рабочей поверхности основной лопасти приводит к увеличению КПД ступени до 1,5% на режимах $\bar{Q} < 1$. На подачах, близких к оптимальной и выше, существенных изменений характеристик не произошло. Увеличение КПД на недогрузочных режимах при смещении короткой лопасти к РП основной можно объяснить тем, что при уменьшении подачи отрыв потока у тыльной поверхности лопасти начинается раньше из-за большого положительного угла атаки, т.е. увеличивается протяженность зоны IV (рис. 1.6). При этом расход через канал 1 уменьшается и для того, чтобы выровнять расходы через каналы, короткую лопасть следует сместить к рабочей поверхности основной лопасти. Это не совпадает с данными Тхи [47], поскольку для РК с небольшим углом установки лопастей на выходе вихревая зона относительно меньше.

Синенко и Смирновым [63,64,65] установлено, что при смещении коротких лопастей в направлении вращения рабочего колеса достигается повышение его КПД до 1,7% на всех режимах при мало изменяющемся напоре. Оптимальным рекомендуется смещение коротких лопастей по направлению вращения к ТП основных лопастей на величину $\Delta t = 3/32-5/32$

(рис 1.8). Испытания, проведенные во ВНИАЭН Смирновым (НИР 0657-77-13), показывают, что наиболее эффективным является применение двухъярусной лопастной решетки для колёс с $\beta_{2n} > 45^\circ$. Оптимальным числом лопастей для испытанных колёс является $z_o + z_k = 7 + 7$.

Результаты испытаний двухъярусного колеса с оптимальным числом лопастей и с $\beta_{2n} = 25^\circ$ по сравнению с одноярусным ($z = 9$) показывают, что при малых углах β_2 , одноярусные решетки лопастей имеют существенное преимущество перед двухъярусными.

Следует отметить, что исследования, посвященные поиску оптимальной величины и направления смещения короткой лопасти в двухъярусных РК проводились достаточно широко как отечественными специалистами, так и зарубежными.

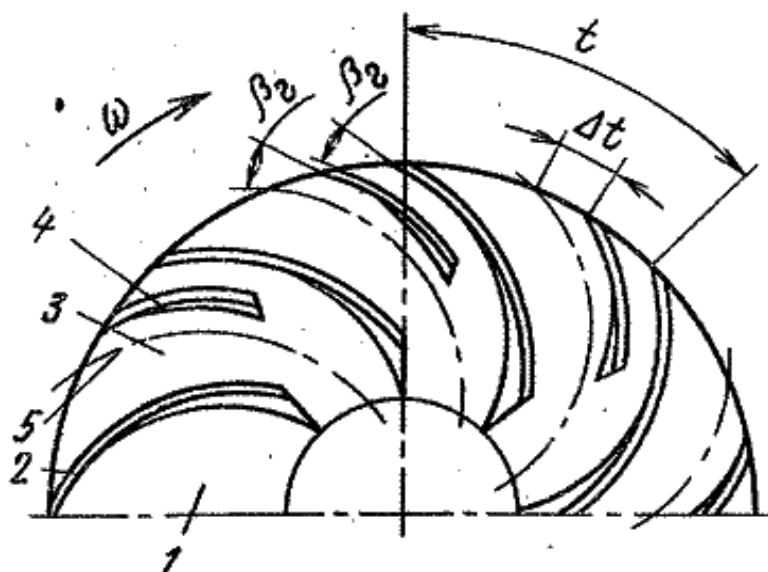


Рисунок 1.8 – Схема межлопастного канала двухъярусного РК со смещенной короткой лопастью

В целом, анализ расчетно-теоретических и экспериментальных данных относительно течения жидкости в двухъярусном рабочем колесе показал следующее:

- несмотря на значительное количество исследований, авторы часто ограничивались узким диапазоном РК (по n_s , $\beta_{2л}$), рассматривали только насосные либо компрессорные колёса;

- выводы и рекомендации по длине, числу коротких лопастей, углу их установки на выходе, смещению по шагу часто не совпадают и даже противоречат друг другу;

- при этом повышение напора в подавляющем числе случаев составляло 2-3%.

Таким образом, из всего вышеуказанного можно сделать вывод о том, что исследования по применению колёс с многоярусной лопастной решеткой нельзя считать исчерпанными в области перспективы повышения напора. Вполне обоснованным кажется наличие возможностей влияния на структуру потока и, соответственно, на его характеристики и эффективность с помощью изменения положения и геометрических параметров коротких лопастей.

1.3 Применение затыловки выходных кромок лопастей рабочих колёс

Одним из самых простых методов увеличения напора является затыловка лопастей рабочих колёс. Под затыловкой понимается изменение выходной кромки с тыльной стороны лопасти путем съема металла для возможного увеличения коэффициента μ . Различные модификации затыловок, применяемые на практике, показаны на рис. 1.9 Такое изменение позволяет увеличить напор насоса на 5-8% при практически неизменном КПД на оптимальном режиме. Метод затыловки известен давно и описан Пфлейдером [37]. Однако определённой методики расчета влияния затыловки нет, поэтому в каждом отдельном случае приходится экспериментально определять величину изменения характеристики насоса.

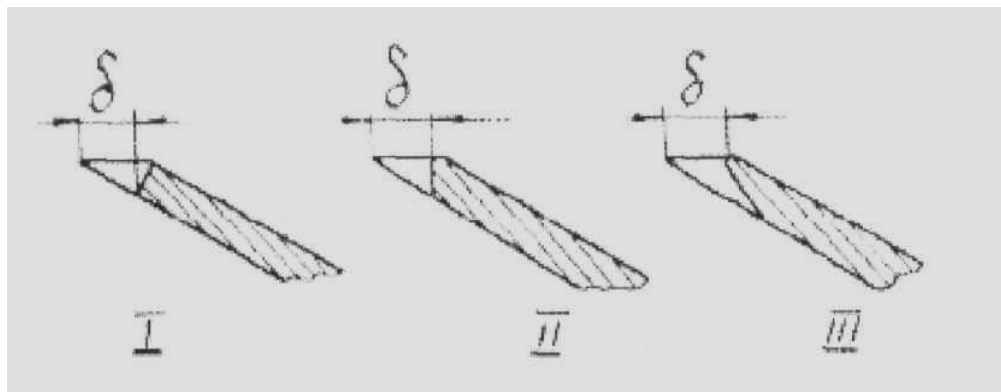


Рисунок 1.9 – Виды затыловок выходной кромки лопасти колеса

В работе [66] исследовалась ступень с двухзавитковой спиралью быстроходностью $n_s = 85$. Изменение выходной кромки достигалось обрезкой конца лопасти по перпендикуляру, опущенному из концевой точки рабочей поверхности лопасти на тыльную (рис 1.9 I). Такая подрезка лопасти привела к росту потребляемой колесом мощности и увеличению напора при практически неизменном КПД. На рис. 1.10 представлены характеристики исследуемого РК. Бэрт в своей работе приходит к сходным выводам [67].

В статье [68] описаны результаты, полученные при исследовании ступени питательного насоса ПЕ 580-185/200. Анализируя полученные характеристики (рис 1.11) можно сделать вывод о том, что они претерпели изменения, аналогичные вышеописанным, хотя в данном случае затыловка производилась путём съёма металла с плавным переходом к ТП лопасти (рис 1.9 III). Увеличение напора составило 8,5% в точке $\bar{Q} = 1$. Этот факт говорит об одинаковой природе явлений при разной форме затыловки.

Картину течения при затыловке можно представить следующим образом. Так как изменение не касается входа в колесо, то развитие пограничного слоя внутри колеса до и после затыловки должно быть одинаково. Образовавшаяся у выхода из колеса зона отрыва мало изменится и практически сохранит свою ширину по шагу ϵ_b . Ширина активной зоны увеличится на величину затыловки по шагу δ (рис. 1.9).

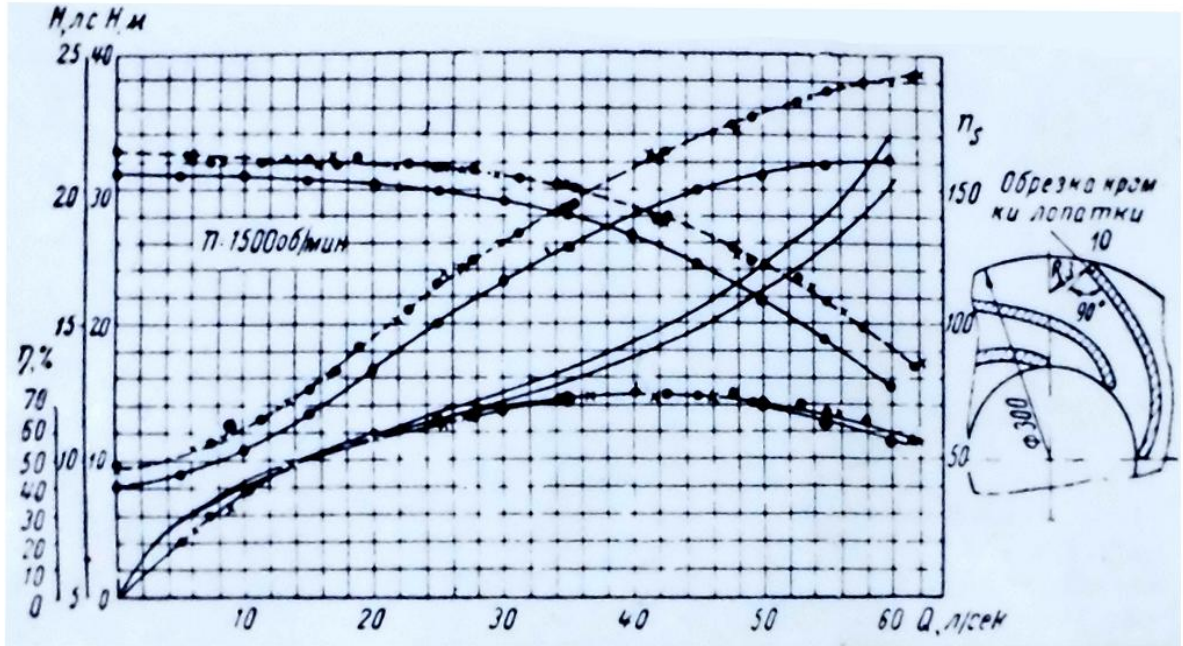


Рисунок 1.10 – Характеристики ступени с нормальными и затылованными кромками

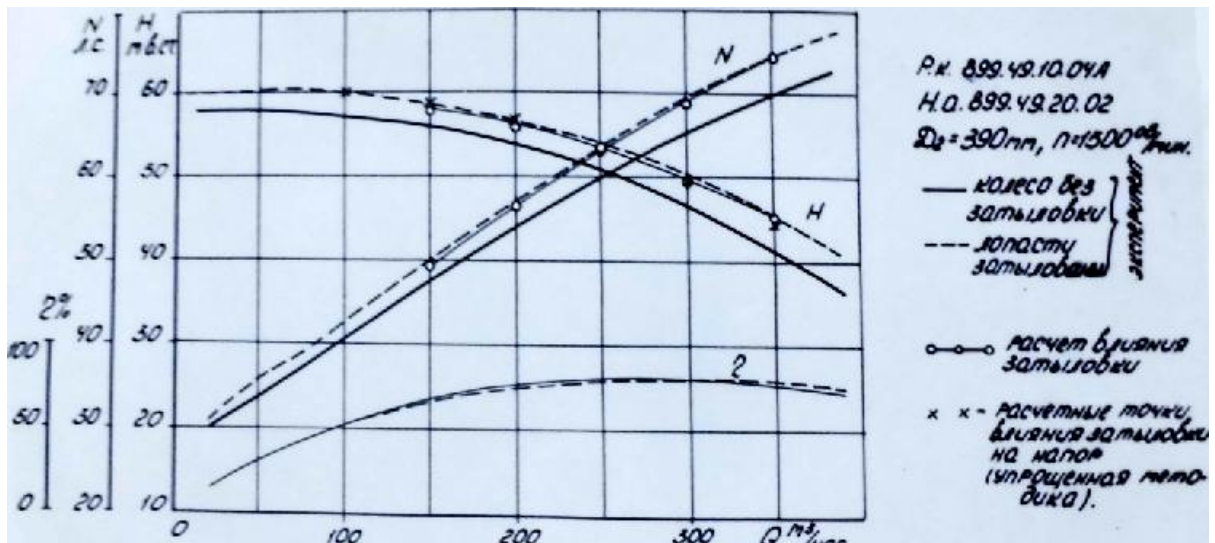


Рисунок 1.11 – Характеристики ступени насоса ПЕ 580-185/200

Обозначим шаг лопасти $t = \pi D_2 / z$, первоначальную ширину зоны активного потока и лопасти ϵ_a и σ соответственно. Тогда после затыловки зона активного потока составит:

$$\varepsilon = \varepsilon_a + \delta, \quad \chi = \frac{\varepsilon}{D_2} = \chi_a + \frac{\delta}{D_2},$$

где χ и χ_a - безразмерная величина зоны активного потока до и после затыловки.

Исходя из (1.10), теоретический напор, развиваемый колесом до и после затыловки, составит соответственно [17]:

$$H_T = \frac{\omega}{g} \left[r_2^2 \omega - \frac{Q}{\chi_a b_2 z} \left(\frac{1}{\beta_2} - \frac{\beta_{2,l}}{6} \right) - \overline{(rv_u)}_1 \right] \quad (1.14)$$

$$H_{T3} = \frac{\omega}{g} \left[r_2^2 \omega - \frac{Q}{\left(\chi_a + \frac{\delta}{D_2} \right) b_2 z} \left(\frac{1}{\beta_2} - \frac{\beta_{2,l}}{6} \right) - \overline{(rv_u)}_1 \right] \quad (1.15)$$

Тогда прирост теоретического напора от затыловки на заданном режиме работы Q составит:

$$\Delta H_T = H_{T3} - H_T = \frac{\omega}{g} \cdot \frac{Q}{b_2 z} \left(\frac{1}{\beta_2} - \frac{\beta_{2,l}}{6} \right) \cdot \frac{\frac{\delta}{D_2}}{\chi_a \left(\chi_a + \frac{\delta}{D_2} \right)} \quad (1.16)$$

Кроме того, при выполнении затыловки происходит отклонение вектора v_2 . При этом увеличивается v_{u2} , что, в свою очередь, приводит к увеличению коэффициента μ ($\mu = \frac{v_{u2}}{v_{u2\infty}}$; $\mu_{зам} = \frac{v_{u2зам}}{v_{u2\infty}}$; $\mu_{зам} > \mu$).

На рис. 1.11 представлены теоретические значения в сравнении с экспериментом. Отклонение расчетных точек от экспериментальной кривой не превышает 1,5%, что является вполне удовлетворительным.

Попытки определить наиболее эффективную форму затыловки выходной кромки предпринимались неоднократно. Так на выходном участке лопасти [69] выполнена механическая обработка по прямой линии,

касательной к основному контуру лопасти с тыльной поверхности, при этом реальная ширина выходной кромки лопасти меньше расчетной. Утончение выходной кромки лопасти приводит к некоторому повышению напора насоса (до 3%) за счет увеличения реального угла β_2 с тыльной стороны лопасти по сравнению с расчетным углом и уменьшению стеснения потока, а также к снижению пульсаций давления за счет уменьшения кромочного следа. Однако недостатком данного технического решения следует признать то, что повышение напора насоса на 3% является весьма незначительным, а уменьшение ширины выходной кромки лопасти менее чем наполовину расчетной ширины, снижает ее прочностные характеристики и может привести к поломке.

Конструкция лопасти, предложенная Чегурко и Грабовым [70] на выходном участке скруглена с тыльной стороны, а дуга, образованная радиусом скругления, сопряжена с выходным участком тыльной поверхности лопасти, причем каждая точка дуги связана с углом установки лопасти с тыльной стороны, образованным пересечением касательных к поверхности лопасти и к окружности цилиндрического сечения рабочего колеса. Недостатком подобной конструкции является то, что скругление лопасти, выполненное на коротком участке, резко изменяет форму лопасти. С одной стороны, на участке скругления увеличивается угол установки лопасти, и уменьшается стеснение потока, что должно привести к увеличению напора насоса. С другой стороны, происходит резкая перестройка потока, что приводит к отрыву потока, увеличению пульсаций давления и гидравлических потерь. В результате сложения этих двух факторов напор насоса увеличивается только на 3-4%.

Богуном, Жарковским и др. проводились исследования вязкого течения в проточной части насоса с параметрами $Q = 350 \text{ м}^3/\text{ч}$, $H = 35 \text{ м}$, $n = 2940 \text{ об/мин}$, $D_2 = 195 \text{ мм}$, $n_s = 230$. Были выполнены расчетные исследования (использовалась $k-\varepsilon$ модель турбулентности) по определению влияния формы выходной кромки лопасти РК на параметры ступени. Рассматривались

четыре варианта выходной кромки (рис. 1.12). На рисунке 1.13 представлены расчетные распределения векторов относительной скорости потока вблизи выходной кромки РК, откуда видно, что варианту № 4 (специальная затыловка, предложенная авторами) соответствует существенное увеличение угла β вектора относительной скорости, а, следовательно, и увеличение напора.

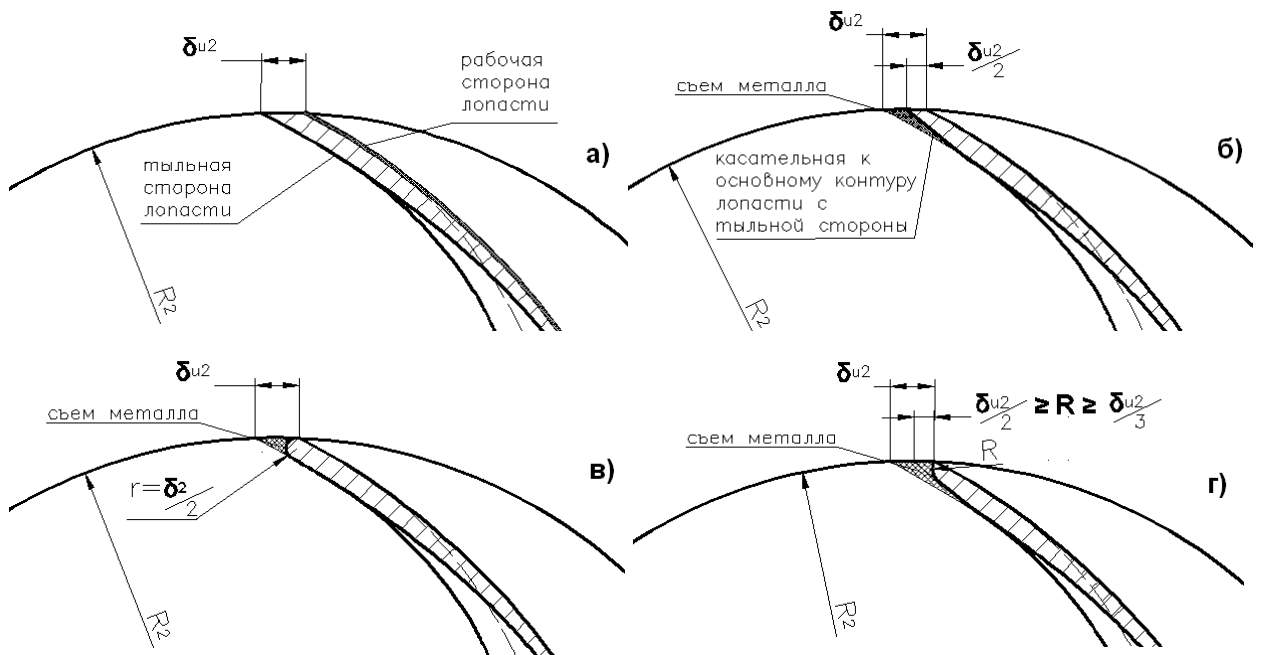


Рисунок 1.12 – Выходной участок лопасти РК: а – расчетная выходная кромка (№ 1); б – затыловка выходной кромки (№ 2); в – со скруглением выходной кромки (№ 3); г – с затыловкой и со скруглением выходной кромки (№4)

По результатам расчетов и проведенных испытаний насоса (при испытаниях относительная предельная погрешность в определении подачи составила $\pm 1,4\%$, напора $\pm 0,8\%$, КПД насоса $\pm 2\%$) было показано, что вариант затыловки № 4 обеспечивает максимальное повышение напора до 13% по сравнению с вариантом № 1. Анализируя результаты исследований, был сделан вывод о хорошей сходимости расчетных и экспериментальных характеристик насоса на номинальном режиме. Расхождение по напору

составило 2,3%, по КПД – 0,4%. Многочисленные затыловки РК, выполненные автором при отработке ступеней насосов в диапазоне $n_s = 60 \div 230$, показывают, что при затыловке по варианту № 4 возможно повышение напора ступени на $8 \div 15\%$ [71,72].

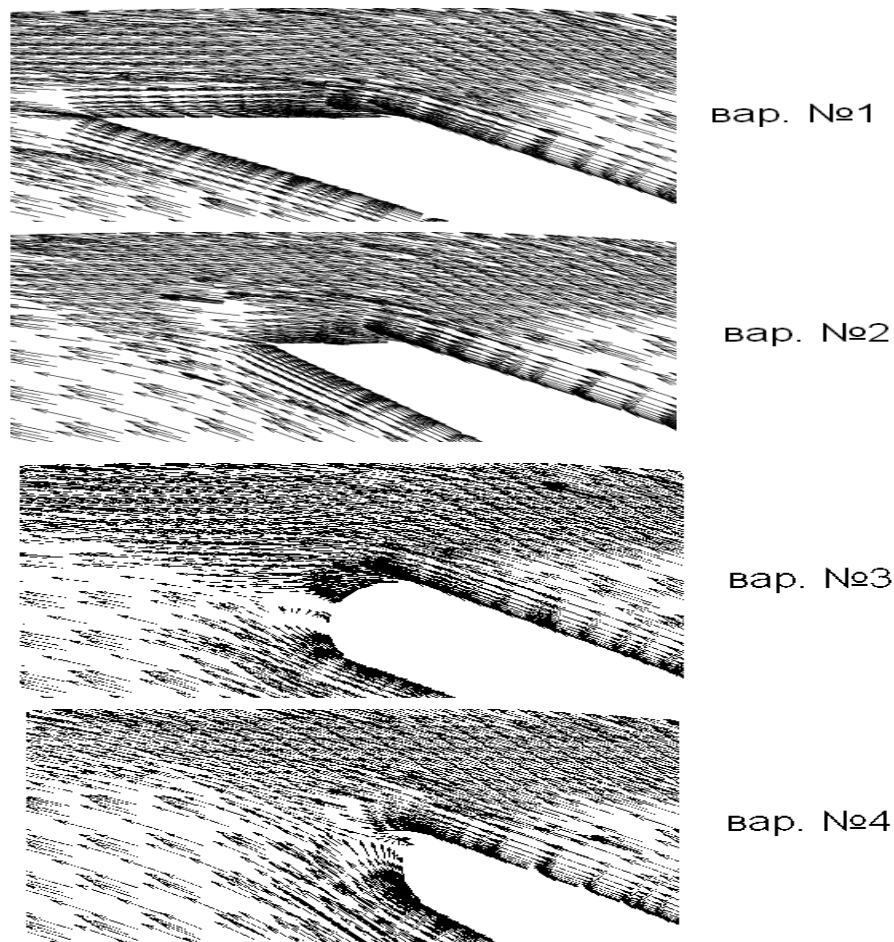


Рисунок 1.13 - Векторы относительной скорости вблизи выходных кромок РК

Выполнение выходного участка лопасти по прямой линии, касательной к тыльной поверхности, обеспечивает утончение выходного участка и плавное изменение скорости потока на нём. Обеспечение прохождения этой прямой линии через середину расчетной кромки лопасти, образованной участком окружности наружного диаметра РК между точками пересечения ее с РП и расчетной ТП лопасти, увеличивает угол установки

лопасти с тыльной стороны и уменьшает стеснение потока жидкости лопастью, что приводит к повышению напора колеса [73].

В целом, анализ расчетно-теоретических и экспериментальных данных относительно течения жидкости в рабочем колесе с затылованными лопастями показал следующее:

- влияние формы затыловки исследовано достаточно хорошо, однако, в узком диапазоне n_s ;

- применение затыловки позволило добиться ощутимого роста напора по сравнению с многоярусной решеткой.

В связи с этим кажется перспективным исследовать влияние совместного применения этих способов повышения напорности.

1.4 Применение щелевых лопастных решеток

Следующим способом повышения теоретического напора является управление пограничным слоем на тыльной стороне лопасти с целью локализации или полной ликвидации возможных зон отрыва потока при определённых режимах работы насоса. Исходя из этого, существует необходимость рассмотреть известные способы и технические решения воздействия на структуру течения с целью выбора наиболее перспективных из них для проведения дальнейших исследований.

Отрыв пограничного слоя на тыльной стороне лопасти приводит не только к потерям энергии внутри рабочего колеса, но и к формированию значительной неравномерности структуры течения на выходе из него, что является причиной потерь энергии в отводящем устройстве. Если тем или иным способом повлиять на пограничный слой, то можно улучшить структуру течения внутри РК, а также на выходе из него [61].

Способы управления пограничным слоем на крыловых профилях, обводах кораблей и в неподвижных диффузорах достаточно детально описаны в работах Шлихтинга, Прандтля, Лахмана, Басина, Козлова,

Фабриканта [74,75,76,77]. Управление пограничным слоем на крыловом профиле или внутри канала выполняется для уменьшения потерь энергии (увеличение подъемной силы, снижение лобового сопротивления и т.д.) на самом профиле или в канале. Анализ этих способов позволит определить общие зависимости и разработать такую конструкцию ступени, которая даст возможность уменьшить потери в самом колесе, улучшить структуру потока на выходе из него и увеличить эффективность ступени насоса в целом.

Способы управления пограничным слоем делят на активные и пассивные [78]. К активным относят те, которые нуждаются в дополнительном источнике энергии. К пассивным относят те, которые перераспределяют энергию на профиле или в канале. Поскольку в компактных малогабаритных насосах установления дополнительных источников энергии вызывает значительную конструктивную трудность, то активные способы управления пограничным слоем возможно реализовать только за счет энергии, которая подводится к рассматриваемому РК или за счет энергии других ступеней в многоступенчатом насосе.

В зависимости от размеров зоны сниженного давления на тыльной стороне лопасти применение различных способов будет иметь разные последствия. Таким образом, возможными представляются два направления улучшения структуры течения:

- разработка мероприятий, направленных на уменьшение влияния факторов, которые влияют на формирование неблагоприятной структуры течения;
- разработка мероприятий, направленных на ликвидацию зоны с низкими относительными скоростями.

Отсос пограничного слоя позволяет удалить замедленные частички жидкости и уменьшить или вообще предотвратить отрыв потока. Этот способ был применен Прандтлем [75] для течения близ цилиндра, и получил применение в крыльях современных самолетов [79].

Результаты применения отсоса в случае внешнего обтекания достаточно детально описаны в [74,77]. При этом количество жидкости, которая отсасывается, оценивается коэффициентом отсасывания

$$C_Q = \frac{Q}{f \cdot u_\infty}, \quad (1.17)$$

где Q – расход жидкости, которая отсасывается, м³/с;

f – площадь обтекания, м²;

u_∞ – скорость основного потока, м/с.

Эффект достигается за счет уничтожения вихревых зон, и, соответственно, уменьшения коэффициента сопротивления. Оптимальным считается случай минимального количества отсасываемой жидкости, при котором пограничный слой остаётся ламинарным. Для продольного обтекания плоской пластины при турбулентном пограничном слое это отвечает величине $C_Q = 0,00012$. В случае плоской пластины коэффициент сопротивления для турбулентного пограничного слоя ($Re \sim 10^8$) путем применения отсасывания уменьшается на 85%. На крыловых профилях [77] отсасывание через ряд щелей, которые расположены одна за другой, оказалось менее эффективным, чем в случае равномерно распределенного отсасывания.

По данным [79], разработанное в Англии сетчатое крыло с равномерным отсасыванием дает возможность сохранить до 40% топлива за счет резкого уменьшения лобового сопротивления. Применение отсасывания пограничного слоя в неподвижных диффузорах [80,81] позволило уменьшить потери в них и достичь большего преобразования напора. В конических диффузорах с прямолинейной осью коэффициент потерь уменьшался с увеличением количества отсасываемой жидкости $q_{отс}$ до 4% от расхода Q через диффузор. Отсасывание осуществлялось принудительно, при расчетах были учтены дополнительные потери энергии на отсасывание. Оптимальное

количество жидкости, которая отсасывалась, находилась в пределах 1-2%. При угле раскрытия диффузора $2\alpha=20^\circ$ коэффициент потерь уменьшался в 2 раза при увеличении $q_{отс}$ от нуля до 2%. При увеличении $q_{отс}/Q$ от 0,04 до 0,06 коэффициент потерь оставался постоянным, а дальнейшее увеличение $q_{отс}$ приводило к увеличению потерь.

Изучая влияния отсасывания в круглой трубе со ступенчатым расширением, Хескенстад [80] определил влияние формы щели на эффективность отсасывания. Экспериментальные данные показали, что степень повышения давления главным образом зависит от положения щели, в меньшей – от ее размеров. Расход отсасывания, необходимый для достижения заметного улучшения характеристик составил 2-6% от основного расхода. Визуальное исследование течения в неподвижных диффузорах [77] показало, что отсасывание влечет за собой исчезновение отрыва и выравнивание распределения скоростей на выходе из него.

Отсасывание пограничного слоя широко исследовалось в осевых вентиляторах и компрессорах [82,83,84,85,86,87,88,89,90,91,92,93]. Исследование Арнольда и Дёге показали, что в разработанных ими вентиляторах с увеличенным коэффициентом давления КПД меньше в сравнении с вентиляторами, которые имеют обычный коэффициент давления. На основе расчетных исследований авторы делают вывод, согласно которому для улучшения характеристик возможным подходом является применение способов управления пограничным слоем на лопастях, один из которых предусматривает отсасывание. Для осуществления отсасывания довольно толстые лопасти были выполнены сборными или целыми с большой внутренней камерой. Отсасывание было реализовано путем использования дополнительного компрессора. Исследования проводились как на отдельных лопастях в аэродинамической трубе, так и на натуральных РК. Ожидаемого на основе расчетов небольшого коэффициента потерь получить не удалось. Конструкции щелей для отсасывания, которые исследовал автор,

оказались непригодными для РК с внешним диаметром $D_2 < 500$ мм, из-за довольно малых толщин их лопастей.

Терещенко выполнил исследование, направленное на определение возможности применения различных способов управления пограничным слоем в компрессорах [78] с целью снижения уровня потерь, связанных с отрывом потока и выравниванием поля скоростей и давлений за выходными кромками элементов компрессора. Были исследованы разнообразные способы как на лопастях ротора, так и на лопатках статора; для центробежной компрессорной степени управление пограничным слоем было испытано на лопаточных отводах. Одним из общих принципов эффективности влияния на пограничный слой является расположение щели до начала развитого отрыва. В противном случае эффективность резко падала. Место отрыва определялось экспериментально. Исследование центробежных компрессорных степеней показало, что целесообразным является применения способа отсасывания в решетке лопаток отводного устройства. Отсасывания осуществлялось через отверстия на вставных пластинах и лопатках. Внутреннюю пустоту лопаток было соединено с входной магистралью компрессора, исходя из чего, отсасывание было реализовано за счет перепада давлений. Тем не менее, конкретных данных о месте отсасывания (которое имеет довольно существенное значение) автор не приводит. Применение отсасывания показало, что напор в отдельных случаях удалось увеличить на 4,5%, что отвечает меньшей густоте лопаточного отвода. КПД компрессора увеличился на 2-10% по сравнению с исходным отводом. Более высокая эффективность этого способа отмечается на нерасчетных срывных режимах. Также экспериментально установлено оптимальный расход отсасываемой жидкости, который составляет порядка 1% от основного расхода.

Исследования, проведённые в США [94] и ФРГ [95] предлагают использовать в центробежном компрессоре пустотелые лопасти, открытые со стороны выхода. Предполагается, что процесс отсасывания будет

осуществляться на основе принципа струйного насоса, однако результаты испытаний не приводятся. Следует отметить, что такое выполнение является конструктивно сложным, кроме того, выполнение лопастей пустотелыми на выходе в значительной мере занижает их динамическую прочность, а увеличение их толщины ухудшает аэродинамическое качество.

Устройство для отсасывания пограничного слоя с поверхности межлопастного канала центробежного компрессора было разработано и описано в работах [96,97]. Пустоты отсасывания, расположенные в дисках РК или в лопастях, были соединены с поверхностями межлопастного канала большим количеством отверстий (около 200). Удаление газа из пустот отсасывания было реализовано с помощью радиальных каналов, выведенных за внешний диаметр РК на расстояние $0,008-0,02D_2$. Пограничный слой в этом случае отсасывался за счет совместного действия на газ центробежных сил и сил, обусловленных эжекцией. Следует отметить значительную сложность такого устройства, а также тот факт, что вывод каналов за границу внешнего диаметра колеса влечет за собой дополнительные потери на дисковое трение. Испытание такой ступени ЦН с десятью каналами, выведенными на расстояние $0,1D_2$, показало снижение КПД на 3%. Полученные эффекты авторы объясняют устранением отрыва за счет уменьшения толщины пограничного слоя, увеличением скорости в нем и, как следствие, уменьшением потерь на трение. Количество отсасываемой жидкости, для которой был получен максимальный эффект, составляет 0,8-1% от общего расхода через рабочее колесо. Также отмечается, что в исследуемом диапазоне увеличения расхода отсасываемой жидкости вело к увеличению КПД колеса. Однако, из приведенной информации не ясно, каким образом следует изменять расход отсасывания, и при каком расходе достигается оптимум.

По результатам исследований отсасывания пограничного слоя можно сделать выводы о том, что отсасывание пограничного слоя действительно

может повысить напор и КПД ступени, оно должно осуществляться через щель и отверстия из области, расположенной до зоны развитого отрыва.

Следующим способом устранения зон отрыва является сдув пограничного слоя, который позволяет предотвратить отрыв потока путем его ускорения. Наиболее широкое применение этот способ нашел в авиации [77, 98] для увеличения подъемной силы крыла при увеличении угла атаки. Способ осуществляется системой предкрылков и установкой дополнительного нагнетателя.

Применение сдува пограничного слоя с лопастей осевых компрессоров описаны Дёге [89-93] и наиболее детально Терещенко [78]. Способ сдува в машинах такого типа можно реализовать двумя видами конструктивного выполнения, первый из которых осуществляется с помощью дополнительного источника энергии, в частности, за счет последующих степеней или специального нагнетателя. Вторым видом является применение разрезных лопастей (рис. 1.14) или систем многорядных решеток лопастей (рис. 1.15). Исследование машин с двухрядной решеткой, проведенные Терещенко, показали, что эффект состоит в увеличении критических углов атаки, которые в несколько раз превышают эти значения для однорядных систем лопастей. На номинальных режимах работы потери напора в двухрядных решетках больше на 10-20% (в зависимости от густоты) потерь в эквивалентных однорядных. Однако на критических режимах потери снижаются.

Оценка эффективности сдува с помощью нагнетателя по результатам Терещенко довольно сложна, поскольку она проводилась по уровню потерь в решетках и исследованию структуры течения за лопастями без учета затрат энергии на подведение вдуваемого газа. Опыты показали, что эффективность сдува не зависит от густоты решетки (в исследуемом диапазоне $b/t=1-2$), коэффициент потерь уменьшается при увеличении его интенсивности, а также то, что на срывных режимах данный вид управления пограничным слоем показал наиболее существенное влияние на уровень потерь, по

сравнению с номинальным. На режимах больших углов атаки путём вдува ликвидируется срыв и существенно выравнивается поле скоростей за решеткой.

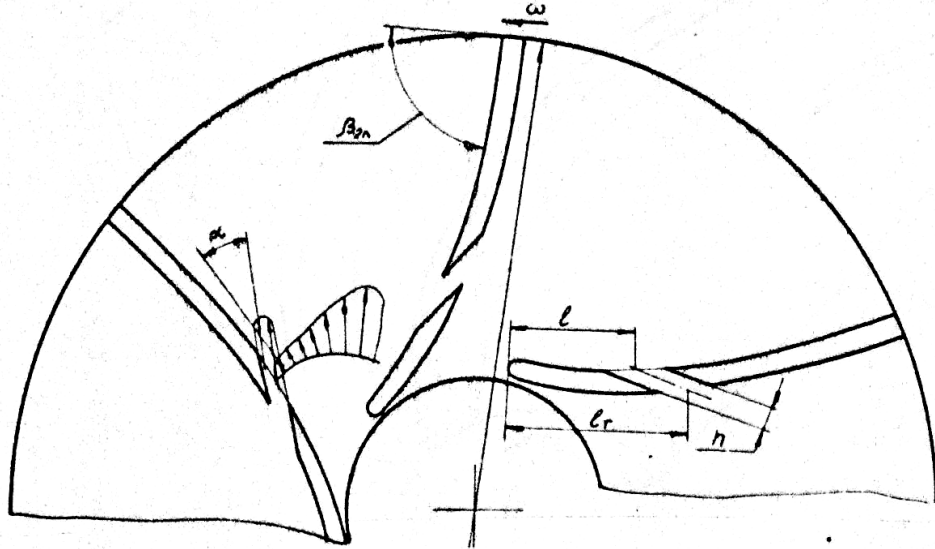


Рисунок 1.14 – Схема РК с разрезными лопастями

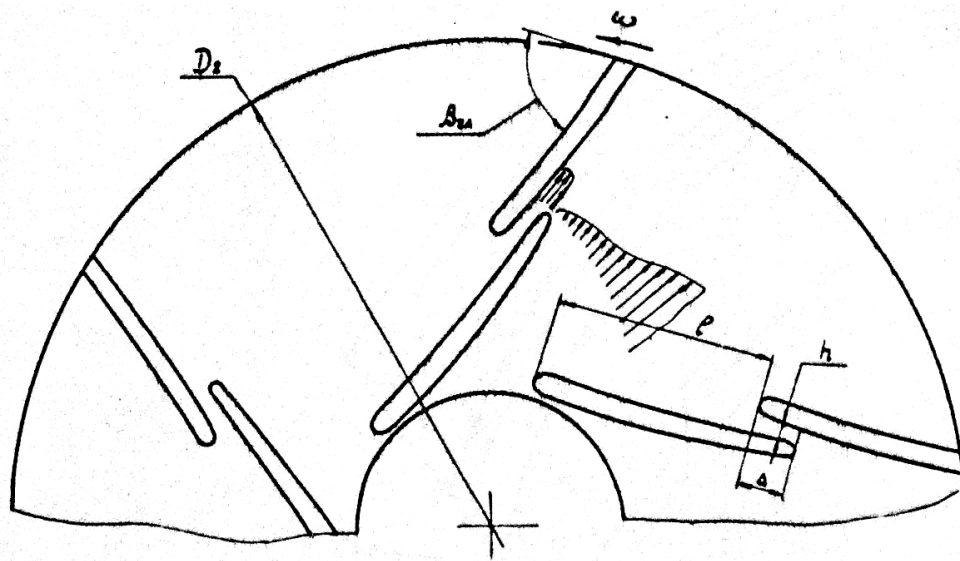


Рисунок 1.15 – Схема двухрядного рабочего колеса

В работах Дёге подвод энергии к щели, расположенной внутри толстой лопасти, осуществлялся от вспомогательного источника энергии. Исследование показали, что в таких конструкциях коэффициент общих

потерь находится на достаточно низком уровне. В высоконапорных вентиляторах было отмечено более экономичную работу на режимах перегрузки – таким образом был расширен рабочий диапазон. В области оптимального режима КПД оставался на предыдущем уровне. Также было получено значительное повышение коэффициента давления при прежнем уровне шумовых характеристик. На режимах недогрузки в колесах такого типа выявлены гистерезисные явления, для устранения которых потребовался ряд специальных мероприятий.

Аналогичные результаты получены Мыколайчиком [99]. Применение щелей в лопастных системах осевых компрессоров позволило расширить рабочий диапазон в сторону положительных углов атаки. Тем не менее, на оптимальном режиме уровень потерь для сплошных лопастей более низкий в сравнении с щелевыми лопастями. Исследование влияния на эффективность расположения щелей конфузорной формы по длине хорды и площади сечения их узкой части показало меньшую степень влияния последнего фактора.

Таким образом, для осевых компрессоров и вентиляторов применение лопастных систем, работающих по принципу сдува пограничного слоя, является выгодным, особенно в тех случаях, когда машина работает в широком диапазоне подач.

Во ВНИИАЭН был проведен ряд работ по определению целесообразности применения двухрядных систем лопастей, описанных во внутренних отчетах Жуковым В.М., Ключко А.Д. и Куценко В.О. (ВОТ 526-80, ВОТ 618-83). Опыты показали, что такие системы способствуют улучшению кавитационных качеств, а в некоторых случаях - увеличению КПД. Исследовательским путем были установлены оптимальные соотношения между величинами перекрытия рядов и зазора между ними.

В центробежных насосах применение рассмотренных способов необходимо применять с учетом следующих особенностей [96]. В осевых колесах и на крыльях самолетов близкие к отрывным течения обусловлены

пиком разрежения на входной кромке. Длина хорды и толщина пограничного слоя в области его отрыва относительно небольшие и вдувание газа существенно влияет на пограничный слой. В центробежных РК через существенные вторичные течения толщина пограничного слоя значительная на всей тыльной поверхности лопасти. Локальный вдув приводит к местному увеличению скорости, а на другой части тыльной поверхности лопасти – к дополнительному увеличению толщины пограничного слоя, создавая предпосылки для его отрыва.

В результате работ над рабочим колесом с разрезными лопастями, проводившиеся за рубежом [100,101,102], также были достигнуты положительные результаты. В частности, исследования компрессорных колёс показали рост КПД порядка 4%, относительно напора показана возможность его повышения до 15%.

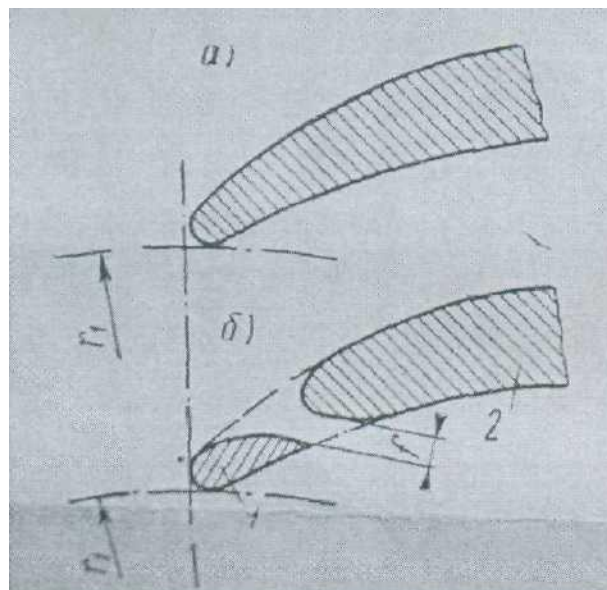


Рисунок 1.16 – Конструкции лопастей, исследованных Филипповичем: а) неразрезная лопасть; б) разрезная: 1 – предкрылок; 2 – основная лопасть

В работе Филипповича [103] подтверждается эффективность применения щелевых решеток для ЦН. Насос испытывался с двумя

вариантами рабочих колес диаметром $D_2 = 164$ мм, отличающихся только конструктивным выполнением входной части профиля лопасти (рис. 1.16).

Профиль лопасти представлял собой неподвижную систему предкрылка 1 и основной лопасти, отнесенного к входу потока в РК. При такой конструкции лопасти по сравнению с неразрезными предполагалось, что в следствие перетекания рабочей жидкости через щель шириной 5 мм и образования спутного потока распределение относительных скоростей по ширине меридионального канала станет более равномерным, а течение потока плавным, что и предопределяет более высокие энергетические показатели насоса.

Результаты исследования представлены на рис 1.17. Были приняты следующие обозначения параметров, зависящие от подачи: φ – параметр напора, q – параметр расхода, τ – параметр мощности, α – отношение текущего значения КПД к максимальному, m – параметр динамического падения давления, λ – отношение текущего значения кавитационного коэффициента быстроходности к максимальному.

Проведенные энергетические испытания показали, что кривая $\varphi = f(q)$ для РК с разрезанными лопастями во всем диапазоне испытаний располагается выше соответствующей кривой РК с обычными лопастями.

Максимальное повышение напора насоса с разрезанными лопастями РК составило 8%. При этом оптимум КПД сместился в область бóльших значений q и, следовательно, можно предположить, что конструктивное оформление щели, то есть ее место расположение (удаление) по радиусу относительно входной кромки лопатки, ширина, форма кромок и так далее различным образом оказывает влияние на энергетические качества насоса. Кавитационные испытания показали, что при использовании РК с разрезанными лопастями уменьшение параметра m и увеличение $s_{кр}$ для насоса составили в среднем соответственно 10 и 8–7%.

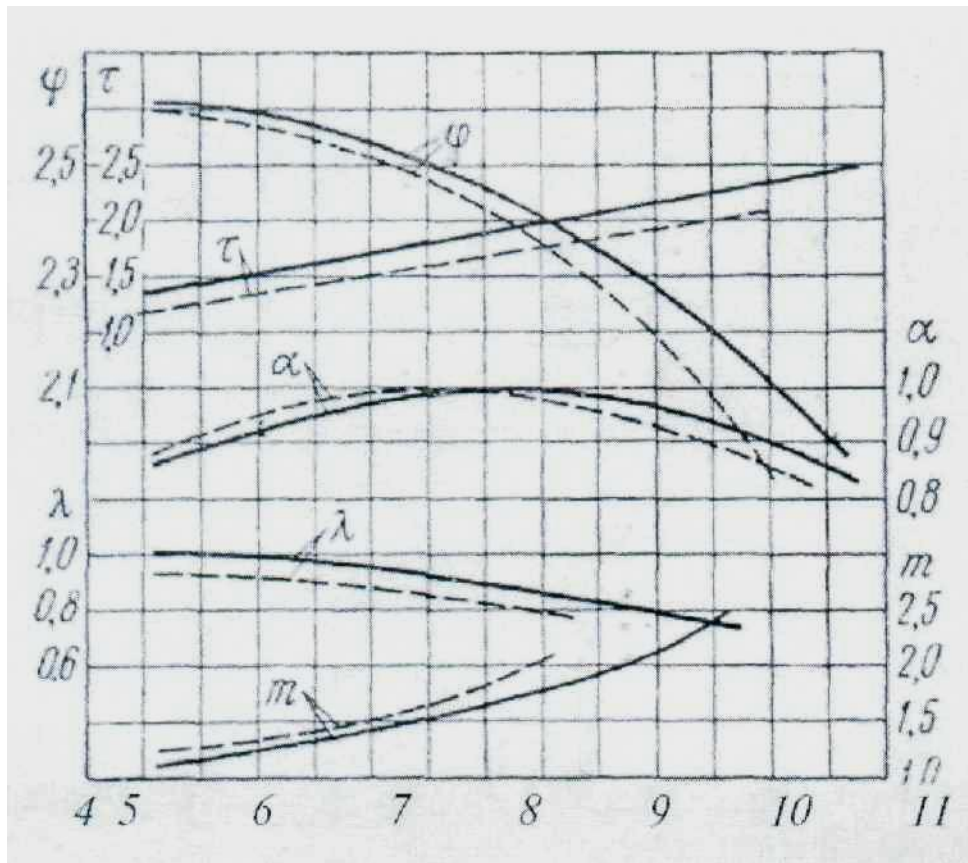


Рисунок 1.17 – Результаты испытаний РК с неразрезной (—) и разрезной лопастями (---)

Байбаков и Синенко [104] отмечают, что разрез в лопасти обеспечивает образование струи жидкости от рабочей поверхности к тыльной, которая способствует ускорению потока в отрывной зоне (рис. 1.18). В результате этого уменьшается неравномерность поля скоростей и потери, происходит рост напора. Исходя из наблюдений потока, был сделан вывод, что отрывная зона образуется на середине длины лопасти. В этом же месте должна быть расположена прорезь шириной $h \leq 0,017D_2$. В противном случае добиться повышения напора не удаётся. Кроме того отмечается, что больший эффект воздействия струй на отрывную зону достигается при увеличении угла наклона прорезей.

В НИИ турбокомпрессор им. В.Б.Шнеппа была разработана и исследована конструкция рабочего колеса, у которого в лопастях в средней

по длине части около каждого из дисков выполнена щель. Один конец каждой щели расположен вблизи соответствующего диска, а другой – ближе к выходу их колеса. Каждая щель составляет с соответствующим диском угол $12-18^\circ$ (рис 1.19).

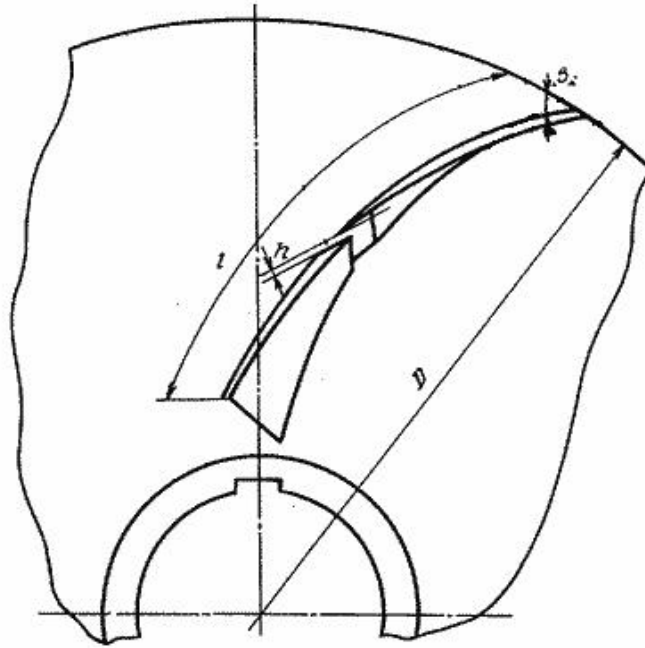


Рисунок 1.18 – Разрезная лопасть, предложенная Байбаковым и Синенко

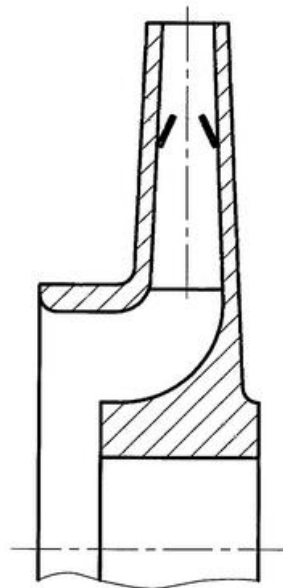


Рисунок 1.19 – Щелевое РК конструкции НИИ турбокомпрессор им. Шнеппа

При перетекании через щель с рабочей поверхности лопастей на тыльную некоторой части сжимаемого газа образуется вихрь, составляющая скорости которого в проекции на плоскость, перпендикулярную направлению основного потока, вблизи основного и покрывающего дисков совпадает с направлением скорости вращения рабочего колеса. Это способствует выравниванию скоростей в ядре потока и в области следа. Также происходит интенсивный энергообмен между ядром потока и следом, что уменьшает область распространения следа за пределы РК и обеспечивает оптимальные условия взаимодействия лопаток диффузора с потоком набегающего газа. Благодаря предложенной конструкции лопастей удалось добиться снижения гидравлических потерь и повысить напор [105].

Таким образом, по результатам исследований РК со сдувом пограничного слоя можно сделать выводы о том, что разрезная (или двухрядная) система лопастей позволяет повысить напорность и расширить рабочую зону в сторону больших углов атаки, причем экономичность наилучших разрезных систем лопастей со щелями находится на уровне сплошных лопастей. Следует отметить, что влияние на поток желательно осуществлять до начала развитого отрыва, расположение щели по длине лопасти имеет большее значение, чем её проходная площадь.

Исходя из конструктивных особенностей насосов типа ЦНС, степень которого рассматривается в данной диссертационной работе, применение активных способов влияния на пограничный слой с использованием внешних источников энергии конструктивно практически невозможно реализовать. Поэтому предлагается реализовывать влияние на зону отрыва путем перераспределения энергии потока. Перспективным в данном случае усматривается использование разрезных лопастей – применение так называемых тандемных или бипланных РК [106,107,108].

В целом, анализ расчетно-теоретических и экспериментальных данных относительно течения жидкости в рабочем колесе с щелевыми лопастями показал следующее:

- сама целесообразность разреза лопастей с целью улучшения энергетических параметров центробежного РК вызывает сомнения;
- исследования в данной области, часто выполняемые для решения тех или иных узконаправленных задач, носили отрывочный характер;
- вследствие этого, авторами приводятся прямо противоречащие друг другу рекомендации относительно места выполнения разреза.

Таким образом, применение щелевых лопастей в качестве способа повышения напора можно признать перспективным, однако для дальнейших исследований встаёт необходимость проверить все противоречивые рекомендации по данному вопросу.

1.5. Применение лопастей нетрадиционной геометрии

Угол установки лопастей на выходе β_{2l} является одним из основных геометрических параметров рабочего колеса, определяющих гидравлические качества всей центробежной ступени, форму напорной характеристики, а также, прочностные характеристики колеса (рис. 1.20). Анализ отработанных центробежных ступеней с $n_s \sim 70$ показывает, что для получения требуемого коэффициента напора необходимо иметь угол β_{2l} не менее 45° . У высокооборотных насосов ($n = 30000$ об/мин) приходится идти на увеличение β_{2l} не только для получения необходимого коэффициента напора, но и для увеличения прочности рабочих колес [61]. С точки зрения прочности оптимальным является радиальный выход лопастей ($\beta_{2l} = 90^\circ$).

Оптимальные гидравлические качества получаются при угле установки лопастей на выходе в пределах $\beta_{2l} = 16^\circ - 40^\circ$. Таким образом, при увеличенных (по сравнению с традиционными) углах установки лопастей на выходе из РК повышается его динамическая прочность и коэффициент напора, но ухудшаются гидравлические качества в частности, уменьшается гидравлический КПД из-за увеличения потерь в РК, обусловленном, главным образом, увеличением диффузорности их каналов и потерь в отводе.

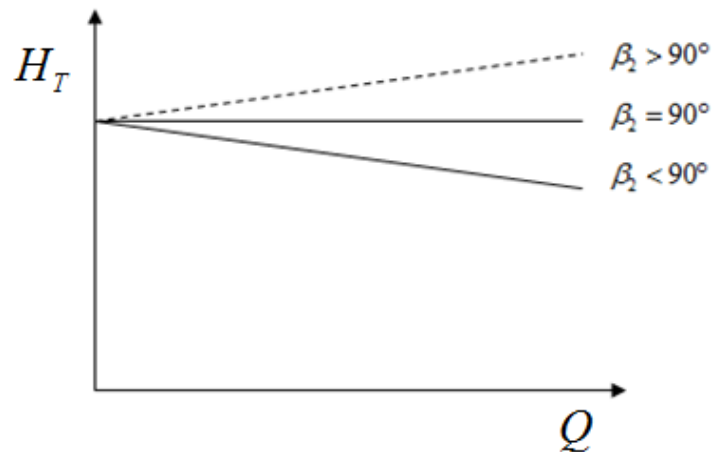


Рисунок 1.20 – Влияние угла установки лопасти $\beta_{2л}$ на напорную характеристику ступени

Последние увеличиваются из-за уменьшения коэффициента реактивности и, следовательно, возрастания доли динамического напора, который должен быть преобразован в потенциальный в диффузорных каналах отвода, что также увеличивает потери ступени (РК + отвод).

Дальнейшее совершенствование центробежных насосов, имеющих колеса с большими значениями угла $\beta_{2л}$ представляется возможным на основе исследования реальной структуры потока современными расчетными методами.

Сочетание увеличенных углов $\beta_{2л}$ на выходе (для повышения величины $H_{T\infty}$) с весьма малыми углами на входе в рабочее колесо $\beta_{1л}$ наводит на мысль делать лопасть либо с обратной кривизной, либо с двойкой кривизной (рис. 1.21). На конформной диаграмме представлены:

- а) лопасть с нормальной кривизной;
- б) лопасть с обратной кривизной;
- в) лопасть с двойкой кривизной.

Пунктирной линией показана скелетная линия лопасти, спроектированной по логарифмической спирали ($\beta_{2л} = \beta_{1л}$).

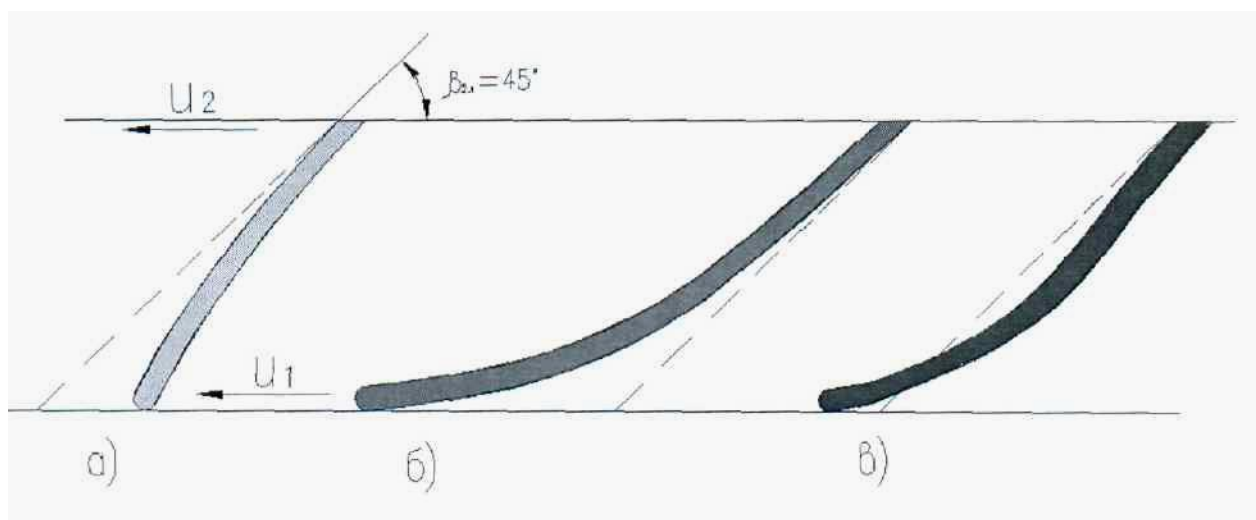


Рисунок 1.21 – Варианты исполнения кривизны лопасти

Таким образом, для обеспечения больших углов лопасти $\beta_{2л}$ одновременно с малыми углами $\beta_{1л}$, при проектировании лопасти нужно отклоняться от направления логарифмической спирали в сторону существенного уменьшения угла $\beta_{1л}$, т.е. в сторону обратной кривизны (вариант б). При сохранении нормальной кривизны лопасти (вариант а) угол $\beta_{1л}$ обязательно будет превосходить $\beta_{2л}$, что в условиях малых углов потока α_1 приведет к появлению весьма значительных отрицательных углов атаки. Оптимальным решением между этими двумя крайними случаями может быть использование лопасти двойкой кривизны (вариант в) или так называемой S-образной лопасти [109,110].

Во ВНИИ природных газов Дружковой и др. было разработано и испытано рабочее колесо с S-образной лопастью (рис 1.22). Лопасти подобного вида 2 имеют расположенные по ходу потока и сопряженные между собой участки 3 и 4 противоположной кривизны, очерченные в поперечных сечениях дугами окружностей. Место сопряжения участков 3 и 4 расположено по окружности с диаметром, составляющим 0,82-0,91 наружного диаметра колеса. Отношение радиусов дуг участков 3 и 4 было принято 0,185-0,2, причем участок 3 выпуклой стороной обращен против направления вращения колеса.

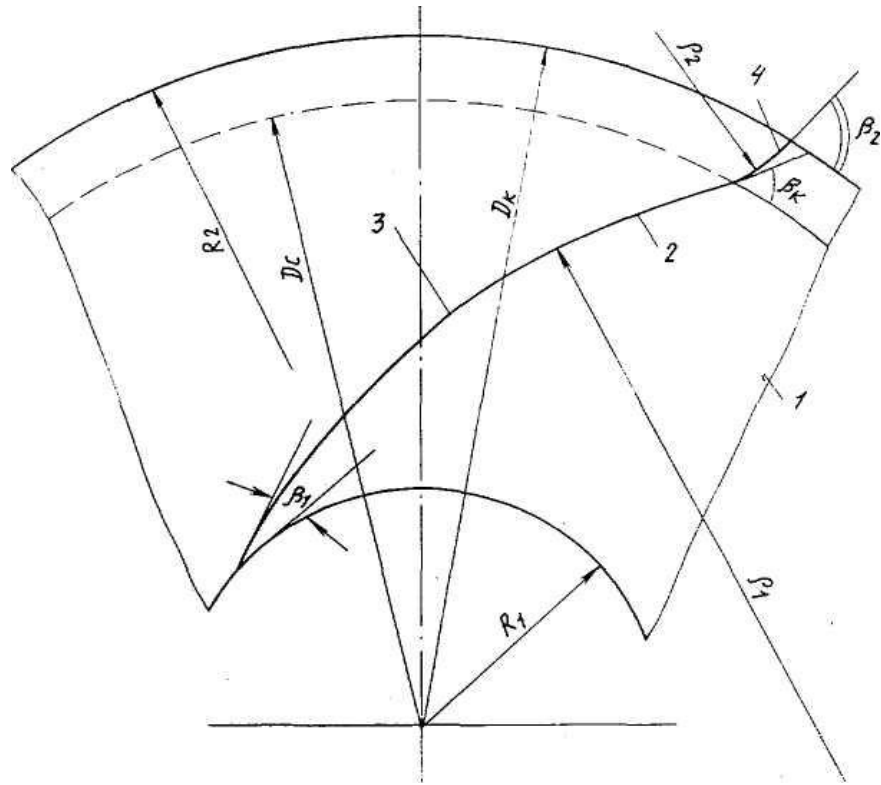


Рисунок 1.22 – Рабочее колесо с S-образной лопастью

Такое выполнение лопастей обеспечивает плавный поворот потока рабочего тела в межлопаточных каналах и обеспечивает повышение КПД и напора [111,112].

Подобную конструкцию лопастей для РК центробежного компрессора предлагает и Коршин (рис. 1.23). У S-образных лопастей средние линии входного участка 3 и выходного 4 образованы сопряженными дугами окружностей. Дуги окружностей, в свою очередь, в плоскости развёртки имеют переменные по высоте лопастей радиусы r_1 и r_2 . Для определения радиуса дуги окружности средней линии входного участка 3 получено соответствующее соотношение. По мнению автора, подобная конструкция лопастей колеса в большей степени соответствует пространственной структуре потока, что позволяет повысить экономичность компрессора [113].

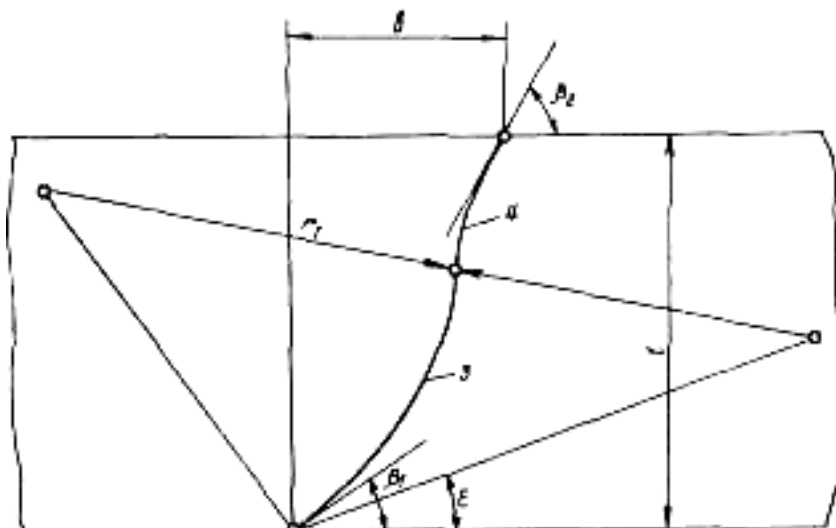


Рисунок 1.23 – Средняя линия S-образной лопасти в плоскости развёртки.

Интересное конструктивное исполнение лопасти, подобное вышерассмотренным вариантам, разработали Итояма и Янаги (рис. 1.24).

[114]

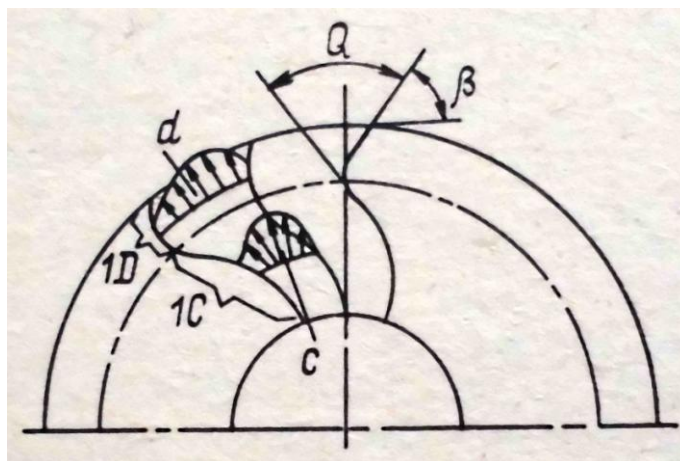


Рисунок 1.24 – Рабочее колесо конструкции Итоямы и Янаги

Лопасть выполнена с изгибом в направлении вращения на входном участке 1С и в противоположном направлении на выходном участке 1 D. При этом угол изменения кривизны θ стремятся выполнить большим для

сохранения выходного угла β . При этом достигается получение эпюры скоростей на участке С межлопастного канала со смещением максимальной скорости к середине канала и получение относительно равномерного распределения скоростей на выходном участке d РК.

Лопастей S-образной формы применялись и в практике проектирования осевых насосов.

Исходя из исследований Мандрыки [115], применяя лопасти подобной конструкции удалось несколько улучшить энергетические характеристики насоса и добиться возможности его работы в реверсном режиме.

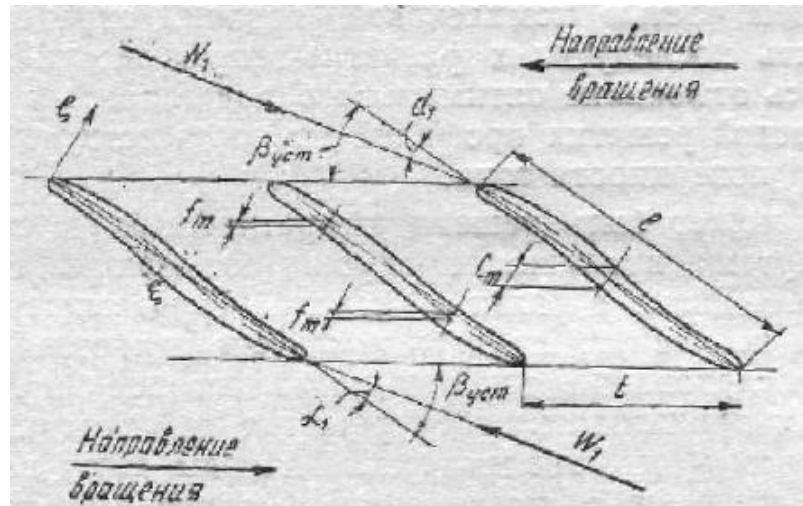


Рисунок 1.25 – S-образная лопастная решетка осевого рабочего колеса

В целом, анализ расчетно-теоретических и экспериментальных данных относительно течения жидкости в рабочем колесе с щелевыми лопастями показал следующее:

- с точки зрения увеличения напора РК, S-образные лопасти выглядят наиболее перспективно, применение таких лопастей позволит добиться максимально роста напорности колеса по сравнению с другими рассматриваемыми способами;

- исследования лопастей такой конструкции носит явно незаконченный характер, причем, иногда рекомендации по их применению направлены совсем не на увеличение энергетических параметров РК;

- некоторую озабоченность вызывает применение колёс с S-образными лопастями в составе ступени. Существенное изменение геометрии лопастей и соответствующего предполагаемого роста напора РК может негативно сказаться на работе ступени в целом (рост потерь и снижение напора в НА).

В целом, рассмотренные S-образные конструкции требуют отдельного широкого численного исследования с целью уточнения их потенциальных возможностей по увеличению напора.

1.6 Перспективы совместного применения рассматриваемых способов повышения напора

Анализируя различные способы, применяющиеся по отдельности для повышения напора, возникает намерение исследовать влияние их совместного применения в одном рабочем колесе как перспективное конструктивное решение для более существенного повышения его напорности. В данном случае ставится задача по выбору оптимального соотношения различных геометрических параметров лопастной системы с целью обеспечения оптимальных энергетических параметров.

Для этого, как нам кажется, необходимо выполнить теоретический расчет каждой из рассматривавшихся конструкций на базе одного и того же РК с целью оценки их влияния прежде всего на напор колеса, что уже само по себе является актуальным в контексте поиска способов повышения энергоэффективности насосного оборудования. В дальнейшем планируется смоделировать и исследовать несколько конструкций РК на основе синтеза различных схем лопастной система, например: двухъярусное колесо с затылованными лопастями, двухъярусное колесо с S-образными лопастями,

двухъярусное РК с разрезными лопастями, колесо с S-образными затылованными лопастями. По нашему мнению, такие конструктивные исполнения способны существенно повысить напор рабочего колеса, однако следует особо обратить внимание на мониторинг характера изменения КПД РК с целью недопустимости его снижения и значительно смещения зоны его оптимума.

Предполагается выполнить планирование численного эксперимента для выявления оптимально сочетания геометрических факторов таких конструкций.

Следует отметить, что попытка разработать и внедрить рабочее колесо на основе применения S-образной лопасти второго яруса двухъярусной решетки (рис. 1.26) была предпринята Байбаковым и др. во ВНИИАЭН [116].

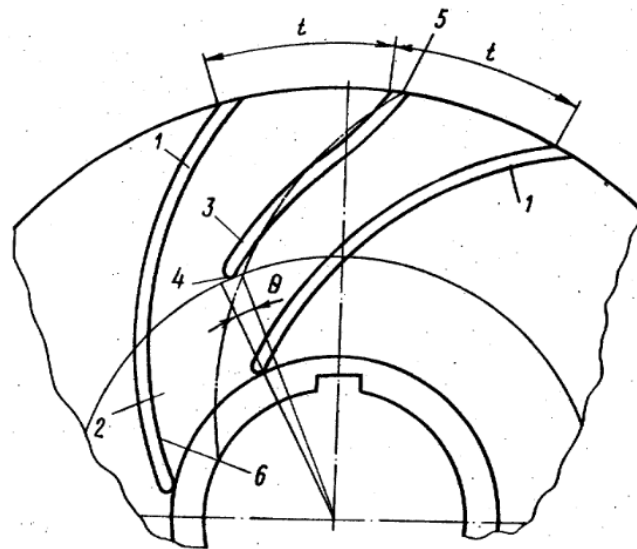


Рисунок 1.26 – Двухъярусная решетка с S-образными короткими лопастями

Такая решетка, по мнению авторов, должна обеспечить уменьшение гидравлических потерь в колесе путём снижения неравномерности скоростей потока на выходе из РК. Однако, следует отметить, что не проводилось комплексных исследований для выявления оптимального сочетания геометрических параметров, обеспечивающих максимальный напор.

1.7 Выводы

1. Рассмотрены теоретические предпосылки повышения напора РК, выполнен аналитический обзор информационных источников по теме диссертации, обоснована актуальность темы и возможность решения поставленных задач.

2. Рассмотренные конструктивные решения действительно способствуют повышению напора, однако они требуют системного численного исследования, так как выводы различных авторов об их эффективности иногда имеют ограниченный диапазон и носят противоречивый характер.

3. Сложный характер течения в проточной части ЦН на оптимальном режиме затруднительно точно математически описать, поэтому для определения основных геометрических параметров проточной части и прогнозирования характеристик необходимо использовать современные расчетные методы, базирующиеся на точном представлении о особенностях рабочего процесса и картине течения.

РАЗДЕЛ 2

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ, МЕТОДЫ И СРЕДСТВА ИССЛЕДОВАНИЯ

2.1 Цель и задачи исследования

На основе проведенного анализа литературных источников сформулируем основные направления исследования следующим образом: повышение напора рабочего колеса центробежного насоса в расчетном режиме с условием сохранения на достаточно высоком уровне его КПД и при обеспечении требуемых значений расхода в рабочей точке.

Очевидно, что для достижения поставленной цели необходимо наиболее полно понимать механизм явлений и процессов, которые происходят в проточной части рабочего колеса. Проведенный обзор существующих гипотез рабочего процесса, различных способов повышения напора лопастных насосов в совокупности с анализом соответствующих конструкций ступени указывает на необходимость постановки комплексной задачи исследования. Подобное исследование имеет характер многопараметрической оптимизационной задачи.

В рамках решения задачи о проведении численных исследований ступени в качестве базового направления исследования рассматривается разработка модели течения в рабочем колесе центробежного насоса для каждого отдельного из рассмотренных в первом разделе способов, что позволит определить возможные ресурсы повышения основных энергетических параметров РК. Учитывая сложность реальной картины течения при разработке физической модели, целесообразно ограничиться определением ведущих факторов и явлений, которые имеют решающее влияние на рабочий процесс. Выделив их, появляется возможность не принимать во внимание менее существенные факторы, и, соответственно, построить упрощенную физическую модель течения. Она бы качественно

описывала процессы, происходящие в проточной части ступени, исходя из того, что количественное их описание, затруднено ввиду сложности рассматриваемых процессов. При разработке физической модели следует принять во внимание значительный опыт экспериментальных исследований, направленных на изучение структуры потока в проточных частях центробежных насосов, накопленный на сегодняшний день.

Основываясь на результатах исследования структуры потока, важным является разработка модели течения в проточной части РК, базирующаяся на комплексном анализе рабочего процесса, на оптимальном и на отличных от оптимального режимах. Расчет проточной части требует определения зависимости напора от всех геометрических и режимных параметров. Так как определение данных зависимостей аналитическим путём представляет значительную сложность, появляется необходимость использования опытных данных путем статистического обобщения в виде многопараметрических зависимостей.

Следующим шагом после уточнение первопричин существующего (часто невысокого) повышения напора РК является поиск возможных путей корректирования структуры потока в проточной части для получения нужного распределения скоростей и давлений и достижения максимального эффекта повышения напора ступени. Таким образом, в дальнейшем необходимо выполнить поиск тех геометрических параметров рабочего колеса, которые существенно влияют на структуру потока в ней, изменяя тем самым напорные и энергетические характеристики.

Следует подчеркнуть, что течение в проточной части как ступени, так отдельно рабочего колеса центробежного насоса имеет сложный характер. Именно поэтому в современной практике для изучения подобных течений все более широкого применения получают методы численного моделирования. Исходя из анализа существующих способов описания течения в насосах, можно сделать вывод о наличии готовых, хорошо зарекомендовавших себя и апробированных программных продуктов для

проведения численных исследований. Таким образом, основой исследования является проведение численного моделирования течения в проточной части ступени и рабочего колеса центробежного насоса с целью получения количественных зависимостей, описывающих изменение напора и КПД.

Так как критерием достоверности аналитических и расчетных исследований, высказанных гипотез является физический эксперимент, то получение экспериментальных характеристик ступени и сравнение их с характеристиками, полученными расчетным путем с использованием соответствующих программных продуктов определит степень достоверности результатов расчета. Таким образом, для проверки адекватности результатов численного исследования запланировано проведение физического эксперимента.

При решении поставленных задач предполагается использовать анализ и научное обобщение известных литературных источников, аналитическое и численное исследования, физический эксперимент.

2.2 Объект, методы и средства проведения исследования

В качестве объекта исследования рассматривается рабочий процесс в РК многоступенчатого центробежного секционного насоса.

Проведенный анализ существующих на данный момент методов исследования позволяет определить в качестве метода исследования статистический анализ, численный и физический эксперименты. Статистический анализ позволит выделить наиболее значимые критерии, влияющие на изменение характеристики и потери в проточной части, а численное исследование позволит определить их зависимости. Для проверки и обоснования адекватности полученных результатов с использованием первых двух методов проводится экспериментальное исследование интегральных характеристик промежуточной ступени на

экспериментальном стенде и сравнение интегральных характеристик, полученных при физическом и численном эксперименте.

Приведенный выше выбор в качестве объекта исследования рабочий процесс в РК носит общий характер и для решения поставленных задач требует некоторой конкретизации. В данной работе планируется сосредоточиться на изучении особенностей рабочего процесса в рамках каждого из нескольких рассматриваемых конструктивных решений повышения напора колеса, а также при их совместном использовании.

Существующие теоретические работы в данной области являются узконаправленными и позволяют получить более-менее приемлемые результаты только лишь в рамках тех условий и конструкций, для которых они получены. Данная ситуация объясняется сложностью и нестационарностью процессов, происходящих в проточной части на нерасчетных режимах, а также отсутствием системности этих исследований, вследствие чего не подлежит описанию общими теоретическими зависимостями. Поэтому при изучении структуры потока в исследуемой проточной части следует отдать предпочтение методу численного исследования, который позволяет получить наиболее детальную информацию о структуре потока в рабочем колесе с минимальными затратами в сравнении с другими методами её исследования.

2.3 Численное моделирование. Методика и средства проведения численного эксперимента.

Для проведения численного исследования структуры потока в проточной части РК для различных способов повышения напора при помощи лицензионного программного продукта ANSYS CFX университетской версии.

В основу данного программного продукта заложен метод численного решения фундаментальных законов гидромеханики [117]: уравнений

движения вязкой жидкости совместно с уравнением неразрывности. Это является достаточным условием обоснованности применения результатов численного исследования. Расчет течения выполнялся путем численного решения системы уравнений, описывающих наиболее общий случай движения жидкой среды – уравнений Навье-Стокса (2.1) и уравнения неразрывности (2.2) [118]. Уравнения представлены в сокращенном виде ($i, j = 1-3$), предполагается суммирование по одинаковым индексам

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i, \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0, \quad (2.2)$$

где x_i, x_j - оси координат;

f_i - компонент, выражающий действие массовых сил.

Данная система состоит из 4 уравнений, а независимыми искомыми параметрами являются 3 компонента скорости u_1, u_2, u_3 и давление p . Плотность ρ жидкости принимается постоянной. Течения во вращающихся рабочих органах гидромашин рассматриваются в относительной системе отсчета. Член f_i в правой части уравнений (2.1) выражает действие центробежных и кориолисовых сил:

$$\vec{f}_i = -\rho \left(2\vec{\omega} \times \vec{u} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) \right),$$

где ω - угловая скорость вращения, $1/c$;

r - радиус-вектор, модуль которого равен расстоянию от данной точки до оси вращения, м.

В качестве граничных условий, задается условие «прилипания» на твердых стенках (скорость равняется нулю), распределение всех составляющих скорости во входном сечении, и равенство нулю первых

производных (по направлению течения) составляющих скорости в исходном сечении.

Течение в проточных частях гидромашин, как правило, является турбулентным. Непосредственное его моделирование путем численного решения уравнений Навье-Стокса, записанных для мгновенных скоростей, является крайне сложной задачей, кроме того, интерес представляют, как правило, не мгновенные, а осреднённые по времени значения скоростей. Поэтому моделирование турбулентных течений выполнялось с использованием уравнений Рейнольдса (2.3) вместо уравнений (2.1):

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \bar{u}_i) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_i \bar{u}_j) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \overline{u'_i u'_j}) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \\ + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + f_i \end{aligned} \quad (2.3)$$

где $\bar{u}_1, \bar{u}_2, \bar{u}_3$ – осреднённые по времени значения скоростей;

$\overline{u'_1}, \overline{u'_2}, \overline{u'_3}$ – пульсационные составляющие скоростей.

В соответствии с гипотезой Буссинеска, члены с пульсациями скорости в уравнении (2.3) связанные с осреднёнными параметрами потока следующим соотношением:

$$\overline{u'_i u'_j} = -\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k, \quad (2.4)$$

где μ_t – коэффициент турбулентной вязкости,

$k = 0,5 \overline{u'_i u'_i}$ – кинетическая энергия турбулентности,

$\delta_{ij} = 1$ при $i = j$, $\delta_{ij} = 0$ при $i \neq j$.

Для замыкания уравнений Рейнольдса в ANSYS CFX используется ряд моделей турбулентности. Полный перечень возможностей данного

программного продукта, заложенного в нем математического аппарата и базовых моделей гидродинамики можно найти в документации на данный программный продукт [119,120].

Численное исследование проводилось для основной проточной части насоса ЦНС 180-1900. Расчет течения велся в стационарной постановке. Рабочая среда (вода при нормальных условиях) полагалась несжимаемой, режим течения – турбулентный. Для замыкания уравнений Рейнольдса использовалась стандартная k - ε модель турбулентности.

При использовании этой модели система уравнений движения жидкости дополняется двумя дифференциальными уравнениями, описывающими перенос соответственно кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации ε (2.4), (2.5).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + P_k - \rho \varepsilon, \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \bar{u}_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + \frac{\varepsilon}{k} (C_{\varepsilon 1} P_k - \rho C_{\varepsilon 2} \varepsilon), \quad (2.6)$$

где $P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}$ – член, выражающий генерацию энергии k .

$$\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}, \quad \Gamma_\varepsilon = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}.$$

Параметры ε и μ_t определяются следующим образом:

$$\varepsilon = \frac{\mu}{\rho} \left(\overline{\frac{\partial u'_i}{\partial x_j}} \right)^2, \quad \mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}.$$

Константы $k - \varepsilon$ модели, согласно [121], имеют следующие значения: $C_\mu = 0,09$, $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$.

При проведении численного исследования были приняты следующие допущения:

- поток на входе в расчетную область является осесимметричным;
- влияние утечек через уплотнения РК на течение в проточной части отсутствует.

Проведение численного моделирования в рамках данного исследования состояло из нескольких этапов: подготовки жидкостной трёхмерной геометрической модели, построения расчетной сетки, введение исходных данных для расчета и собственно расчета. На первом этапе, реализация которого проводилась в программном продукте SolidWorks 2012, создавались геометрические модели, которые имитировали объем жидкости в каналах проточной части исследуемой ступени и рабочего колеса (рис. 2.1).

Следует отметить, что для оценки адекватности численной модели путем сопоставления расчетных данных с данными эксперимента была создана модель ступени, состоящая из рабочего колеса и направляющего аппарата. В случае достаточного совпадения результатов численного и натурного экспериментов и учитывая неизменность всех параметров математической модели, дальнейшие численные исследования предполагается проводить только для РК.

После создания жидкостных моделей создавались расчетные сетки с использованием для их построения генератора сеток ICEM CFD. Он позволяет принудительно регулировать густоту сетки, сгущая ее в необходимых местах (например, на входных и выходных кромках лопаток) и укрупняя ее там, где не требуется высокая густота сетки. Такой подход позволяет экономить ресурсы ЭВМ и получить достаточную густоту сетки в исследуемой части расчетной области. Перед проведением исследования была выполнена проверка сеточной независимости. Для этого были построены сетки с различной густотой.

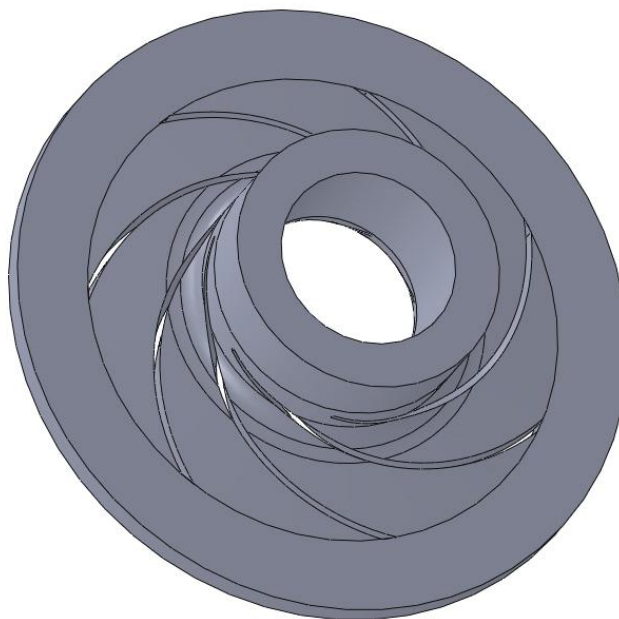


Рисунок 2.1 – Трёхмерная модель жидкости в расчетной области РК

Были построены расчетные сетки, имеющие 500 тыс., 700 тыс. и 1 млн. ячеек. Анализ интегральных величин, полученных по результатам численного исследования, для сеток с различной плотностью показал, что при количестве ячеек свыше 700 тыс. результаты отличаются не более чем на 1 %. Такой результат свидетельствует о сеточной независимости. Дальнейшее численное исследование проводилось для сеток, имеющих ≈ 700 тыс. ячеек. Величина переменной y^+ , которая характеризует сгущение сетки возле стенок, находилась в пределах $20 < y^+ < 100$ единиц, что соответствует рекомендациям, приведенным в руководстве пользователя [120]. Топология расчетной сетки, которая используется в численных исследованиях, представлен на рис. 2.2.

После генерации сеток следующим этапом расчета было создание в CFX-Pre расчетной области. Границей входа в РО выбрана граница входа в рабочее колесо. В качестве граничного условия на входе задавался массовый расход (G). Расчет проводился для шести режимов работы насоса на подачи

90 м³/ч, 126 м³/ч, 162 м³/ч, 180 м³/ч, 198 м³/ч и 216 м³/ч ($\bar{Q} = 0,5; 0,7; 0,9; 1; 1,1; 1,2$).

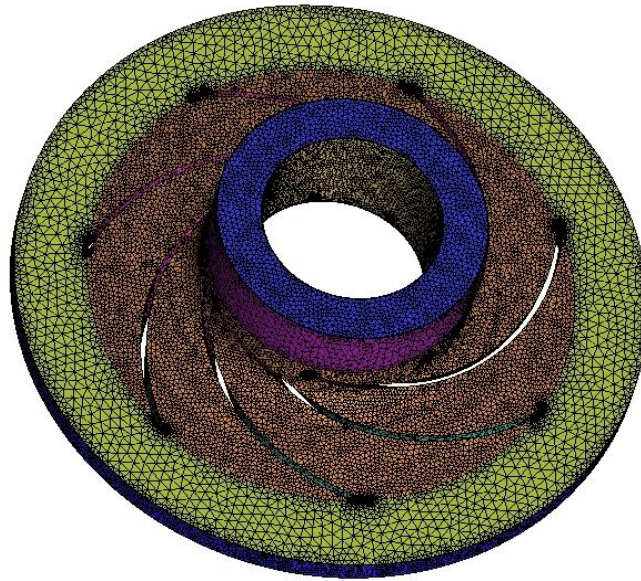


Рисунок 2.2 - Топология расчетной сетки рабочей области РК

Для численного эксперимента, сравниваемого с натурным, расположение границы входа в рабочую область было выбрано на расстоянии одного диаметра входного патрубка от границы входа в колесо. Граница выхода из РО определялась границей выхода из обратных каналов направляющего аппарата и располагалась на расстоянии одного диаметра входа в РК (рис. 2.3). Для остальных моделей расположение границы входа в рабочую область было подобным, а граница выхода из неё определялась границей выхода из рабочего колеса и также располагалась на расстоянии одного диаметра входа в него. В качестве граничного условия на выходе из РО задавалось статическое давление. Исходя из того, что дальнейшем все исследования и сравнения проводились для относительных величин, то абсолютная величина давления не имела значения, и была принята равной $P_{\text{вых}} = 10$ МПа. Тип граничного условия был задан как «opening», исходя из того, что предполагалось наличие обратных течений на выходе из рабочей области.

Следуя условию «прилипания», для всех стенок РО было задано условие равенства скорости нулю. Шероховатость стенок была принята $Ra_{3,2}$. [120].

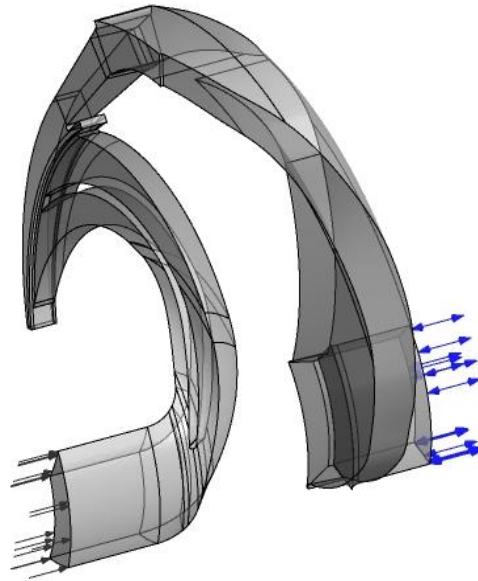


Рисунок 2.3 – Расчетная область при выполнении численного эксперимента, сопоставляемого с натурным

Просмотр, обработка и анализ результатов выполнялась с помощью программного средства CFX-Post, которое имеет широкие возможности по визуализации и оценке характеристик рассчитанного течения. Итогом численного расчета являлось получение мгновенных величин скоростей и давлений в каждой ячейке расчетной сетки. Для определения интегральных величин проводилось осреднение по массовому расходу.

2.4 Физическое моделирование. Экспериментальная установка, методика проведения исследований

2.4.1 Экспериментальный стенд и средства измерения

Экспериментальные исследования в рамках данной работы проводились на испытательном стенде кафедры Прикладной

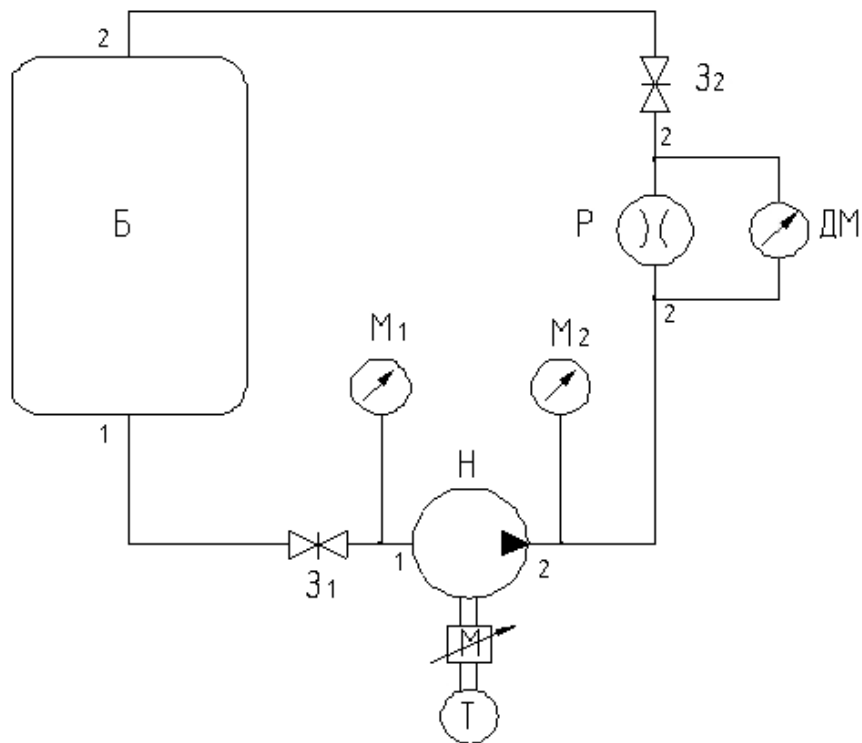
гидроаэромеханики СумГУ, принципиальная схема которого приведена на рис. 2.4. Стенд заполняется из технического водопровода и работает по замкнутой системе циркуляции жидкости. В качестве рабочей среды при экспериментальных исследованиях использовалась вода с характеристиками согласно ГОСТ 6134-87 [122]. Установка состояла из экспериментального насоса (одной ступени) с приводным балансирным двигателем, бака ёмкостью 20 м^3 , измерительной аппаратуры, системы трубопроводов с запорно-регулирующей арматурой и расходомерным устройством, а также пульта управления.

Приводом экспериментального насоса являлся регулируемый балансирный электродвигатель мощностью 43 кВт с уравнивающим устройством, позволяющим измерять крутящий момент на роторе исследуемого насоса. Максимальная частота вращения электродвигателя 3000 об/мин. Расходомерное устройство для измерения подачи насоса, состоящие из диафрагмы и отрезков трубопроводов определенной длины выполнены согласно ГОСТ 8.586.1-5-2005 [123].

Необходимый перепад давления в расходомерном устройстве контролировалось манометром и обеспечивалось поддержанием избыточного давления в баке на уровне 0,2 МПа.

Подача экспериментального насоса регулировалась при помощи задвижки на напорном трубопроводе. Измерительная аппаратура обеспечивала возможность снятия энергетических характеристик в соответствии с существующими требованиями [122]. В состав комплекта измерительных приборов входили:

- балансирная машина постоянного тока для измерения крутящего момента на валу насоса;
- манометр пружинный класса точности 0,4 с пределом измерения 0 – 2,5 МПа для измерения давления во входном патрубке экспериментального насоса;



Поз.	Наименование	К-во	Прим.
1	Линия	1	Dy100
2	Линия	2	Dy100

Поз.	Наименование	К-во	Прим.
Б	Бак	1	V=20 м ³
ДМ	Дифференциальный манометр	1	
М1,М2	Манометр	2	
Р	Расходомер	1	
31,32	Задвижка	2	
Н	Насос	1	
М	Электродвигатель	1	
Т	Тахометр	1	

Рисунок 2.4 – Принципиальная гидравлическая схема экспериментального стенда

- образцовый пружинный манометр класса точности 0,4 с пределом измерения 0 – 6 МПа для измерения давления в напорной линии экспериментального насоса;

- дифференциальный масляный манометр типа ДПМ, ГОСТ 6521-72, класс точности 0,4 с границей измерения 0 - 0,1 МПа для измерения перепада давления на расходомерной диафрагме;

- гири общего назначения 4-го класса точности Г-4-1111.10 (ГОСТ 7328-73) для измерения усилия на плечи балансирной машины;

- тахометр электронный ТЕСА, ГОСТ 21339-75, класс точности 0,1, для измерения частоты вращения вала экспериментального насоса.

Приборы для измерения давления были обеспечены демпфирующими бачками с целью уменьшения пульсаций давления в импульсных трубках. Все средства измерения прошли аттестацию и проверку в установленном порядке в Центре стандартизации и метрологии г. Сумы.

Экспериментальный насос выполнен по консольной схеме компоновки с осевым подводом. Унифицированный опорный кронштейн насоса позволяет устанавливать проточные части различного конструктивного исполнения, что значительно упрощает процесс замены модельных РК. Уплотнение вала насоса осуществляется с помощью двух резиновых манжет. Опоры вала – подшипники качения с консистентной смазкой. Переднее уплотнение выполнено в виде торцевой щели.

2.4.2 Методика проведения экспериментальных исследований

В целом методика проведения испытаний выбранного ряда насосных ступеней по снятию их энергетических характеристик соответствовала отработанным рекомендациям в [122,124,125,126]. Далее отмечены только общие положения в определении величин, необходимых для определения экспериментальных зависимостей $H = f(Q)$, $N = f(Q)$, $\eta = f(Q)$.

Подача измерялась по измеренному перепаду давления ΔP в сужающих устройствах, установленных на напорном трубопроводе и рассчитывалась по формуле 2.7.

$$Q = K \cdot \sqrt{\Delta P}, \text{ м}^3/\text{ч} \quad (2.7)$$

где K – коэффициент расхода диафрагмы, определяемый расчетным путём и проверяемый тарированием.

Напор экспериментального насоса вычислялся по показаниям манометров, измерявших давление во входном и выходном мерных сечениях рассчитывался по формуле 2.8.

$$H = \left[\frac{\left(\frac{P_H \cdot P_2}{n_{2M}} - \frac{P_B \cdot P_1}{n_{1M}} \right) \cdot 10^4}{\rho} + \frac{v_H^2 - v_B^2}{2g} \right] \cdot \left(\frac{n_H}{n_B} \right)^2, \text{ м}, \quad (2.8)$$

где P_B, P_H - показания манометров давления во всасывающем и нагнетательном мерных сечениях соответственно, дел;

P_1, P_2 - предельное измеряемое давление манометров во всасывающем и нагнетательном мерных сечениях соответственно, МПа;

n_{1M}, n_{2M} - количество делений манометров на всасывающем и нагнетательном мерных сечениях соответственно, дел.;

v_H, v_B - скорости потока рабочей жидкости во всасывающем и нагнетательном сечениях соответственно, м/с.

Скорость потока определялась из зависимости:

$$v = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d^2}, \text{ м/с}, \quad (2.9)$$

где d - диаметр мерного сечения во всасывающей (нагнетательной) линиях, м.

Мощность на валу экспериментального насоса определялась с помощью балансирной машины и рассчитывалась по формуле:

$$N = M_{кр} \cdot \frac{\pi n}{30} = \frac{\pi n l (F - F_0)}{30000}, \text{ Вт} \quad (2.10)$$

где l – длина плеча балансира двигателя, м;

F – показания весов, Н;

F_0 – показания весов при холостом ходе, Н;

n – частота вращения вала, об/мин.

Длина плеча $l = 1,01$ м найдена по методике, разработанной ВНИИАЭН, г. Сумы.

КПД насоса определялся по формуле:

$$\eta = 0,981 \cdot \frac{\rho \cdot Q \cdot H}{N}, \% \quad (2.11)$$

Для оценки влияния рассматриваемых способов повышения напора на рабочие характеристики насоса удобным является использование соотношения безразмерных коэффициентов напора (ψ), мощности (μ), подачи (φ) и КПД (η) к безразмерным коэффициентам этих параметров в точке максимального КПД ($\psi_0, \mu_0, \varphi_0, \eta_0$) эталонной ступени (колеса):

$$\psi = \frac{2gH}{u_2^2};$$

$$\varphi = \frac{4Q}{\pi D_2^2 u_2};$$

$$\mu = \frac{\varphi \psi}{\eta} = \frac{8N}{\rho \pi D_2^2 u_2^3 \eta},$$

где g - ускорение свободного падения, $9,81 \text{ м/с}^2$;

u_2 - окружная скорость рабочего колеса на диаметре D_2 , м/с;

D_2 - наружный диаметр рабочего колеса, м.

2.4.3 Оценка погрешностей результатов измерений

Исходя из того, что результаты натурных исследований неизбежно содержит ряд погрешностей различного происхождения, при проведении экспериментальных исследований обязательным является оценка точности измеренных величин. Следуя [127] можно заключить, что при экспериментальном исследовании центробежных насосов определяющими являются систематические ошибки. Расчет погрешностей результатов измерений проводился в соответствии с [122-126].

Относительная предельная погрешность измерения частоты вращения определялась по формуле:

$$\delta n = \frac{100\Delta n}{n}, \% , \quad (2.11)$$

где Δn – абсолютная предельная погрешность измерения частоты вращения, об/мин.

Δn определялась как сумма допустимой основной погрешности тахометра и предельной погрешности неточности измерения.

Относительная предельная погрешность определения подачи определялась по формуле:

$$\Delta Q = \sqrt{\delta Q^2 + \delta n^2}, \% , \quad (2.12)$$

где δQ – относительная предельная погрешность измерения подачи, %.

Относительная предельная погрешность измерения подачи определялась по формуле:

$$\delta Q = 2\sigma_Q, \%, \quad (2.13)$$

где σ_Q – средняя квадратичная относительная погрешность измерения подачи, %, определяемая по формуле:

$$\sigma_Q = \sqrt{\sigma_a^2 + \sigma_{K_{Re}}^2 + \frac{1}{4}(\sigma_{\Delta P}^2 + \sigma_\rho^2)}, \%, \quad (2.14)$$

где σ_a – средняя квадратичная относительная погрешность определения коэффициента расходомерной шайбы, %;

$\sigma_{K_{Re}}$ – средняя квадратичная относительная погрешность определения коэффициента расхода на число Рейнольдса, %;

$\sigma_{\Delta P}$ – средняя квадратичная относительная погрешность измерения перепада давления на расходомерном устройстве, %;

σ_ρ – средняя квадратичная относительная погрешность определения плотности воды, %.

Относительная предельная погрешность определения напора определялась по формуле:

$$\Delta H = \sqrt{\delta H^2 + 4\delta n^2}, \%, \quad (2.15)$$

где δH – относительная предельная погрешность измерения напора, вычисляемая по формуле:

$$\delta H = \frac{1}{H} \left[\frac{0,102^2}{\rho^2} \Delta p_n^2 (\delta \Delta p_n^2 + \delta \rho^2) + 0,1654^2 \left(\frac{1}{d_2^4} - \frac{1}{d_1^4} \right)^2 Q^4 \delta Q^2 \right], \% \quad (2.16)$$

где $\delta \Delta p_n$ – относительная предельная погрешность измерения разности давления на входе и выходе насоса, %.

Относительная предельная погрешность измерения мощности определялась по формуле:

$$\Delta N = \sqrt{\left(\frac{100 \Psi F}{F} \right)^2 + \delta F^2 + \delta l^2 + 4n^2}, \% \quad (2.17)$$

где ΨF – порог чувствительности балансирной машины, Н;

δF – относительная предельная погрешность измерения усилия с помощью взвешивающего устройства, %;

F – измеряемое усилие, Н;

δl – относительная предельная погрешность измерения плеча рычага балансирной машины, %.

Относительная предельная погрешность измерения КПД насоса определялась по формуле:

$$\Delta \eta = \sqrt{\Delta N^2 + \Delta Q^2 + \Delta H^2}, \% \quad (2.18)$$

Среднеквадратические относительные погрешности косвенных измерений определяются по формуле:

$$\sigma_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{2}, \% \quad (2.19)$$

где ε – относительная предельная погрешность измеряемого параметра.

Погрешности прямых и косвенных измерений приведены в таблицах 2.1 и 2.2.

Таблица 2.1. Погрешности прямых измерений

Измеряемый параметр	Абсолютная предельная погрешность, %	Относительная предельная погрешность, %	Средне-квадратическая относительная погрешность, %
Перепад давления на насосе Δp_n , МПа	0,4	0,51	0,24
Частота вращения n , об/мин	4	0,14	0,07
Перепад давления на диафрагме, ΔP_Q , МПа	0,4	0,2	0,1
Вес уравновешивающего груза F , Н	0,02	0,62	0,31
Длина рычага, l , м	0,001	0,23	0,12

Таблица 2.2. Погрешности косвенных измерений

Определяемая величина	Допустимая предельная погрешность испытаний, %	Относительная предельная погрешность, %	Средне-квадратическая относительная погрешность, %
Подача Q , м ³ /с	3,0	1,79	0,9
Напор H , м	3,0	0,91	0,48
Мощность N , Вт	3,0	1,02	0,51
КПД η , %	5,0	2,14	1,07

Анализ данных таблиц позволяет сделать вывод о том, что погрешности определения параметров экспериментального насоса согласно [122] не превышали допустимых границ.

2.5 Выводы

По результатам, представленным в данном разделе диссертации, можно сделать следующие выводы:

1. Сформулированы цель и задачи проведения исследования, определены объект и предмет исследования, выбраны способ его проведения и технический объект для проверки результатов исследования;

2. Выбрана методика численного моделирования и программное обеспечение для её реализации;

3. Выбрана методика проведения экспериментальной части исследования и оценены точности получения экспериментальных данных.

РАЗДЕЛ 3

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ И ЧИСЛЕННЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ

3.1 Проверка адекватности численных исследований

В результате проведенного численного исследования серийной ступени, принятой за эталон, и исследования на экспериментальном стенде были построены её напорные и энергетические характеристики.

Анализируя интегральные характеристики, полученные на экспериментальном стенде и сравнивая их с результатами численного моделирования (рис 3.1), можно сделать вывод о том, что расхождение результатов по напору составляет около 4%. При этом максимальные значения КПД расходятся на 3%. Анализируя факт несовпадения характеристик, можно предположить, что наиболее вероятной причиной указанного поведения кривых является расхождение между геометрической моделью лопастных систем, использованных при расчетах и реально изготовленных. В особенности, это касается формы входных и выходных кромок, шероховатости проточной части и т.д.

В данном случае можно говорить о том, что полученное расхождение является допустимым, а результат численного эксперимента можно считать подтверждёнными.

Таким образом, верификация численного моделирования физическим экспериментом была проведена успешно. Расхождение полученных результатов не превышает 5 %, поэтому возможно говорить о подтверждении адекватности математической модели. Данные, полученные в результате дальнейших численных экспериментов, имеют необходимую точность и ими можно руководствоваться, не прибегая каждый раз к проверке на экспериментальном стенде.

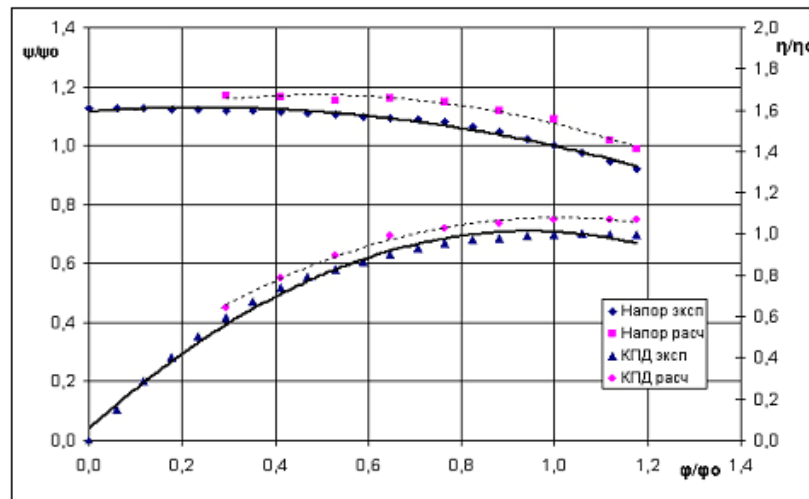


Рисунок 3.1 – Напорные и энергетические характеристики ступени

3.2 Результаты численного исследования способов повышения напора

С целью проверить эффективность применения рассмотренных в разделе 1 способов повышения напора рабочего колеса был выполнен ряд численных исследований. На основе РК промежуточной ступени насоса ЦНС 180-1900 со следующими параметрами: $z = 7$, $n_s = 65$, $n = 2980$ об/мин, $Q = 180$ м³/ч были созданы твердотельные модели жидкости, протекающей в колесе. Исследовалось течение в РК с многоярусной решеткой, с затыловкой выходных кромок лопастей, со щелевыми лопастями и лопастями S-образной формы. На основе проведённых численных исследований была проанализирована эффективность того или иного способа повышения напора и выдвинуты предложения по их совместному применению.

3.2.1 Исследование многоярусных решеток

При проведении исследований были использованы данные, полученные Бородаевым, Жарковским, Великановым, Синенко и др. [51,52,63] относительно оптимального размера и положения укороченной лопасти. Предварительно были проверены рекомендации по применению

дополнительной лопасти, выполненной в 2 раза тоньше по сравнению с основной, длина которой не будет превышать половины основной. Также укороченную дополнительную лопасть рекомендуется сместить на $9/16$ шага по направлению вращения. При этом параметры основной лопасти оставались неизменными, а дополнительная лопасть устанавливалась конгруэнтно с основной.

Расчеты велись для четырёх видов рабочих колёс:

РК №1 – колесо базовое (рис 3.2 а);

РК №2 – колесо с дополнительной укороченной лопастью длиной в половину длины основной, расположенной по центру межлопастного канала (рис 3.2 б);

РК №3 – колесо конструкции РК №2 с дополнительной лопастью, выполненной в 2 раза тоньше по сравнению с основной (рис 3.2 в);

РК №4 – колесо с утонённой и сдвинутой по шагу дополнительной лопастью (рис 3.2 г).

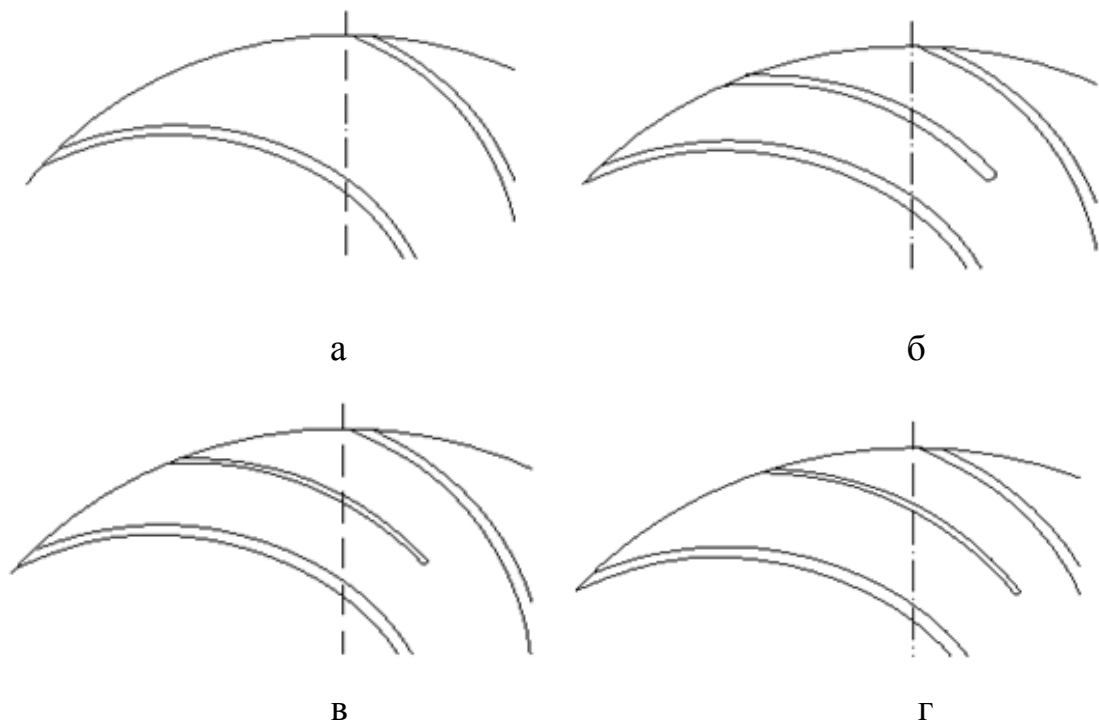


Рисунок 3.2 – Схемы лопастных решеток исследуемых РК

Результаты расчетов представлены на рис. 3.4. изменения параметров η , N , КПД по отношению к базовому колесу при $\bar{Q} = 1$ представлены в табл. 3.1. Распределение относительных скоростей для схем РК №1 – РК №4 представлено на рис 3.3 а-г соответственно.

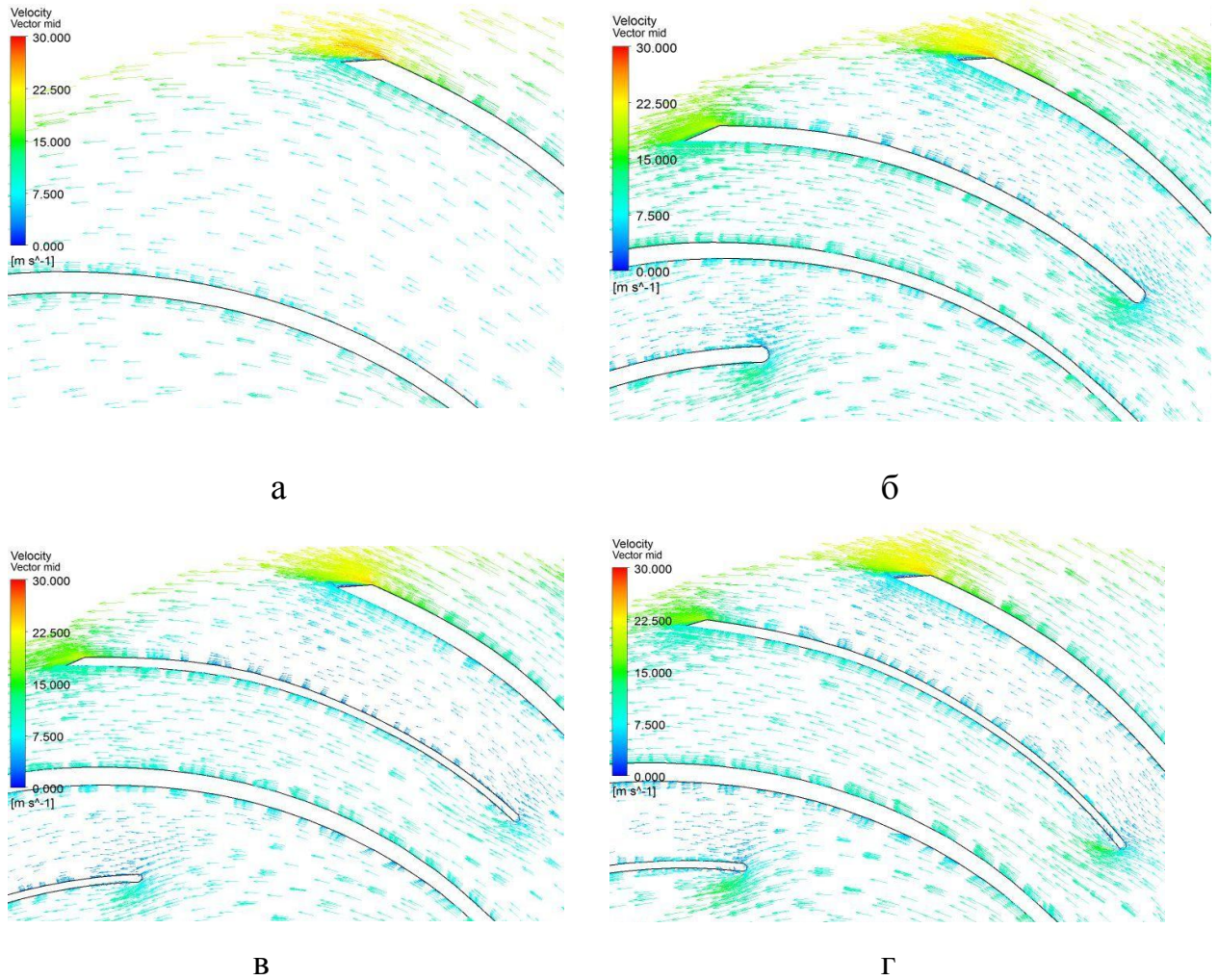
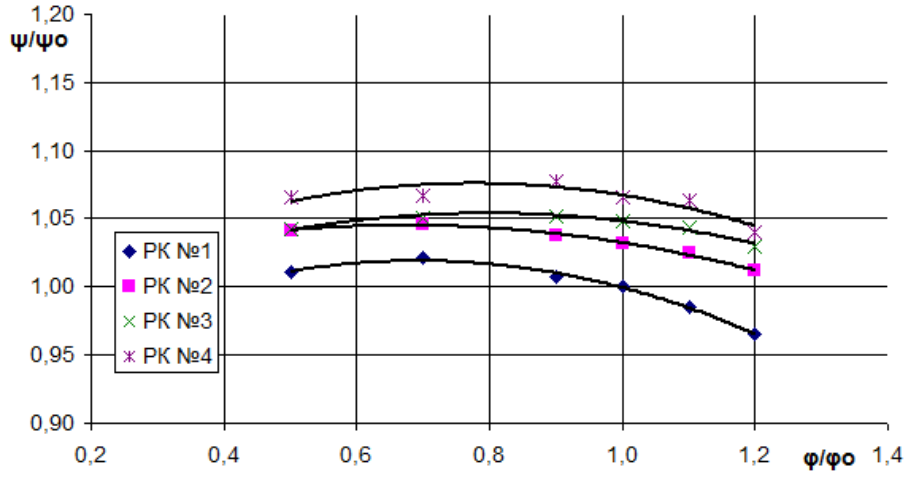


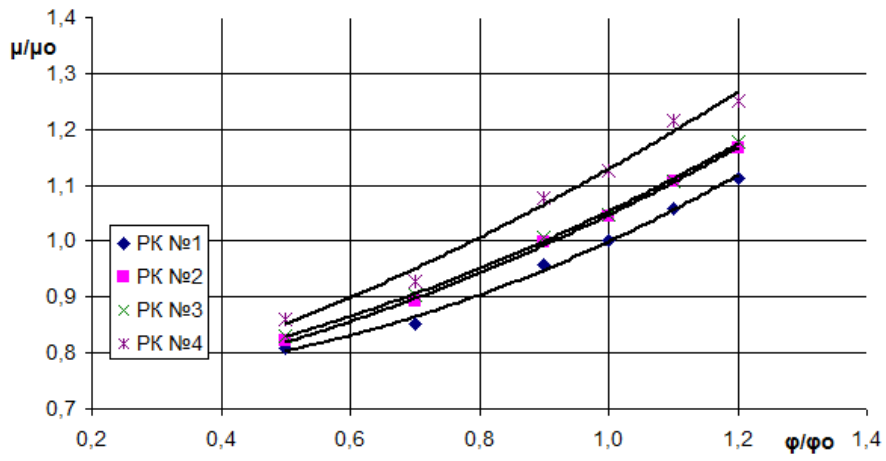
Рисунок 3.3 – Распределение относительных скоростей

Таблица 3.1.

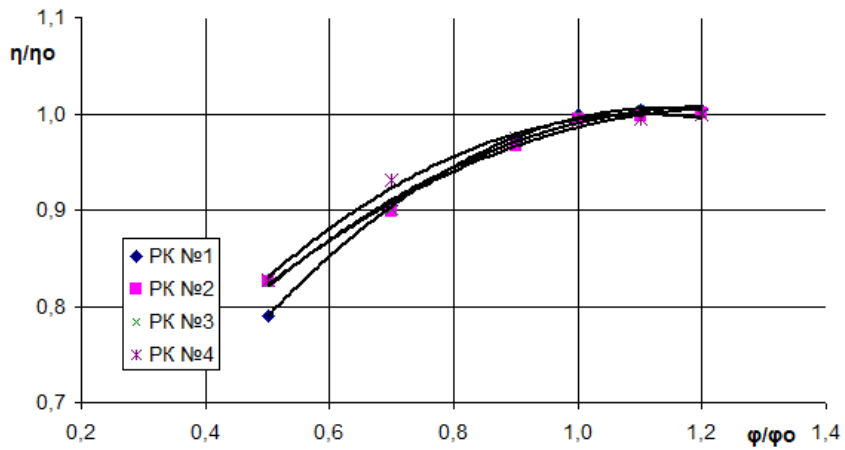
Схема РК	$\Delta H, \%$	$\Delta N, \%$	$\Delta \eta, \%$
№2	3,1	3,9	-0,5
№3	4,9	4,8	-0,4
№4	6,6	11,9	-0,6



а



б



в

Рисунок 3.4 – Напорная (а), мощностная (б) и характеристика КПД (в) исследуемых РК

Из рисунка 3.3 видно, что у входной кромки короткой лопасти с её тыльной стороны образуется локальный вихрь. При выполнении данной лопасти более тонкой, чем основная, вихревая зона увеличивается, однако интенсивность вихрей снижается. При смещении укороченной лопасти по шагу увеличивается угол атаки потока жидкости, набегающего на входную кромку данной лопасти, что приводит к возрастанию потерь энергии на вихреобразование. Все перечисленные тенденции отражены в количественных изменениях КПД РК, представленных в табл. 3.1. Напор колеса при этом повысился на 3-6%.

В целом, анализируя полученные данные, можно сделать вывод о том, что во всех случаях отмечен рост напора при незначительном падении КПД. Рекомендации, положенные в основу исследования верны и им можно следовать.

3.2.2 Исследование влияния затыловки

Следует отметить, что на сегодняшнее время рядом автором влияние затыловки на энергетические характеристики насоса широко исследовалось в СПбГПУ. В частности, оптимальный вид затыловки был предложен и исследован Богуном [72]. Поэтому, не считая целесообразным проводить собственные отдельные исследования по поиску оптимального вида затыловки, было проведено только одно исследование РК с затыловкой выходных кромок лопастей, предложенной Богуном, с целью сопоставить расчетные результаты и оценить эффективность её применения для колёс насоса типа ЦНС.

Таким образом, расчеты проводились для одного вида рабочего колёса:

РК №5 – колесо базовое с затыловкой выходных кромок лопастей (рис 3.5);

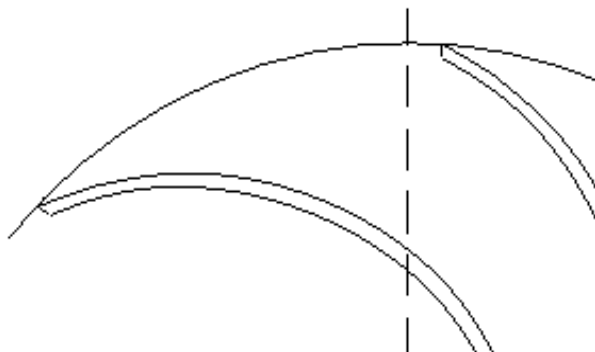


Рисунок 3.5 – Схема лопастной решетки исследуемого РК

Распределение относительных скоростей представлено на рис. 3.6.

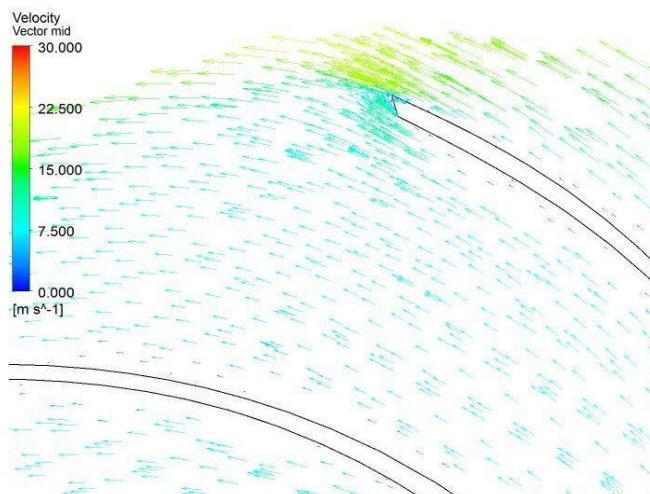
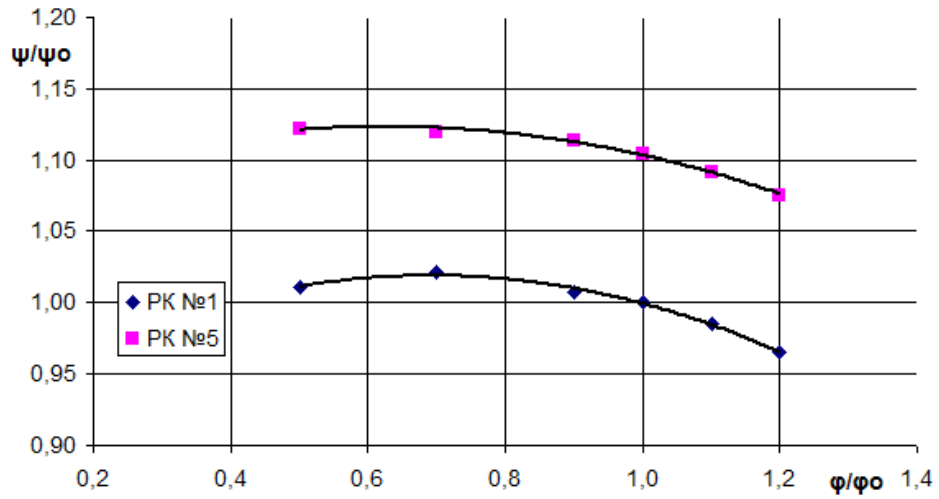


Рисунок 3.6 – Распределение относительных скоростей

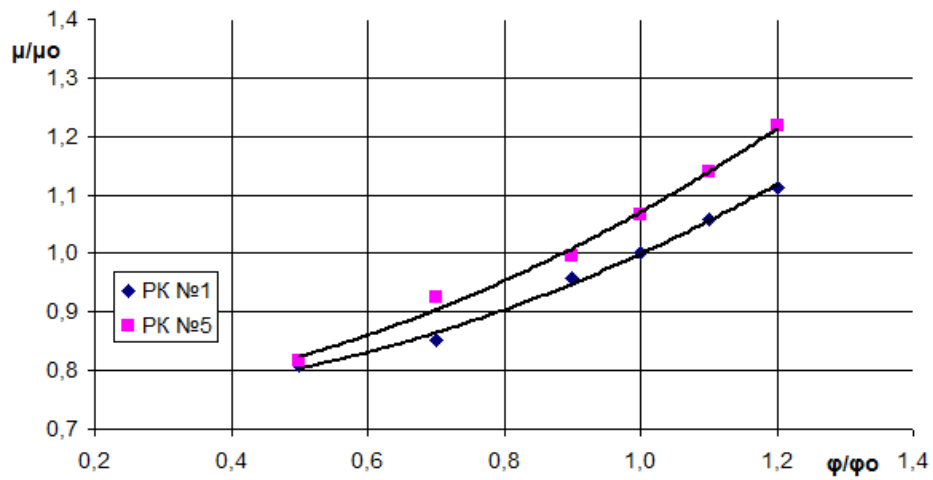
Результаты сопоставлялись с результатами расчета базового колеса РК №1 при $\bar{Q} = 1$ и представлены на рис 3.7 и табл. 3.2.

Таблица 3.2.

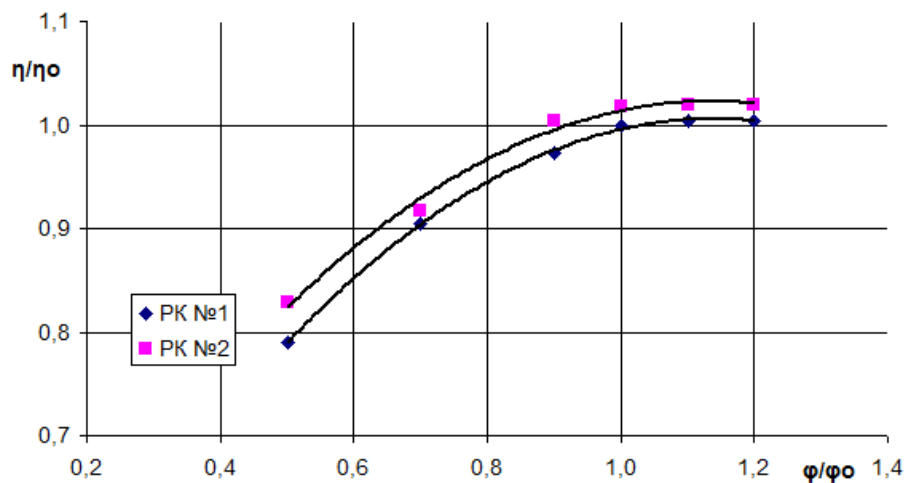
Схема РК	$\Delta H, \%$	$\Delta N, \%$	$\Delta \eta, \%$
№5	10,5	8,5	1,7



а



б



в

Рисунок 3.7 – Напорная (а), мощностная (б) и характеристика КПД (в) исследуемых РК

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод о том, что при использовании затыловки исследуемого вида получили при незначительном положительном изменении КПД существенный рост напора, превышающий значения, полученные при исследовании многоярусной решетки. Это позволяет говорить о преобладающем влиянии затыловки на повышение напора. Следует также отметить, что полученная величина изменения исследуемых параметров соответствуют результатам, полученным Богуном. Кроме того, из рис. 3.7 видно, что применение затыловки придаёт напорной характеристике более пологий вид.

На следующем этапе исследований решено было рассмотреть влияние на напор РК совместного применения затыловки и многоярусной решетки.

3.2.3 Исследование совместного применения затыловки и многоярусной решетки

Для этой цели были рассчитаны РК №6-№8, схемы которых приведены на рис. 3.8.

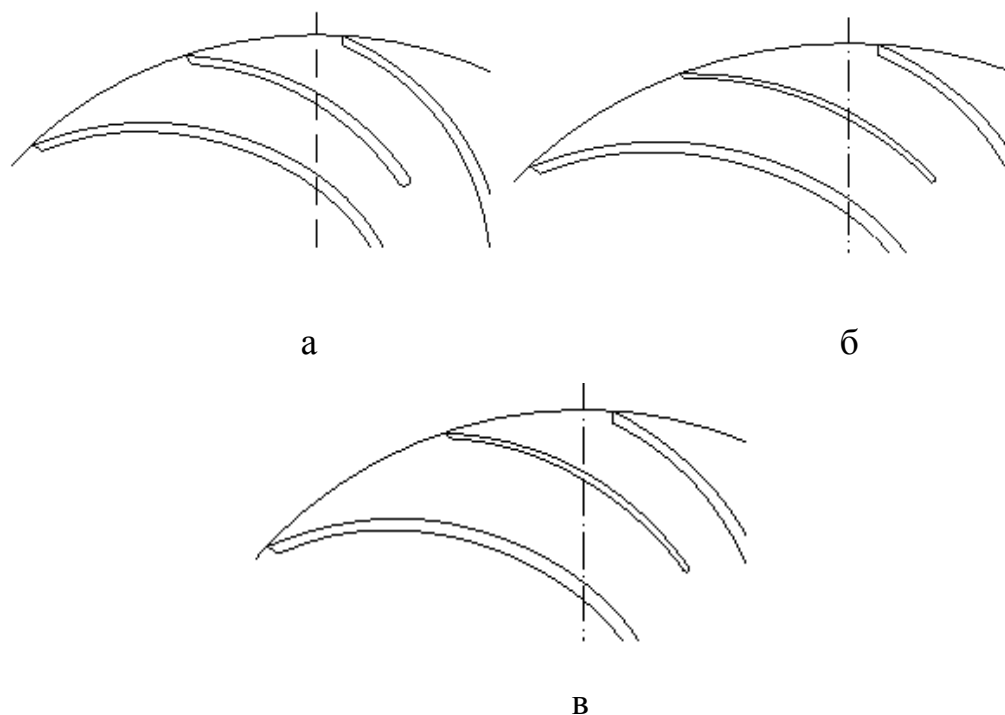


Рисунок 3.8 – Схемы лопастных решеток исследуемых РК

Расчеты проводились для трёх видов рабочих колёс:

РК №6 – колесо конструкции РК №2 с затыловкой выходных кромок всех лопастей (рис 3.8 а);

РК №7 – колесо конструкции РК №3 с затыловкой выходных кромок всех лопастей (рис 3.8 б);

РК №8 – колесо конструкции РК №4 с затыловкой выходных кромок всех лопастей (рис 3.8 в).

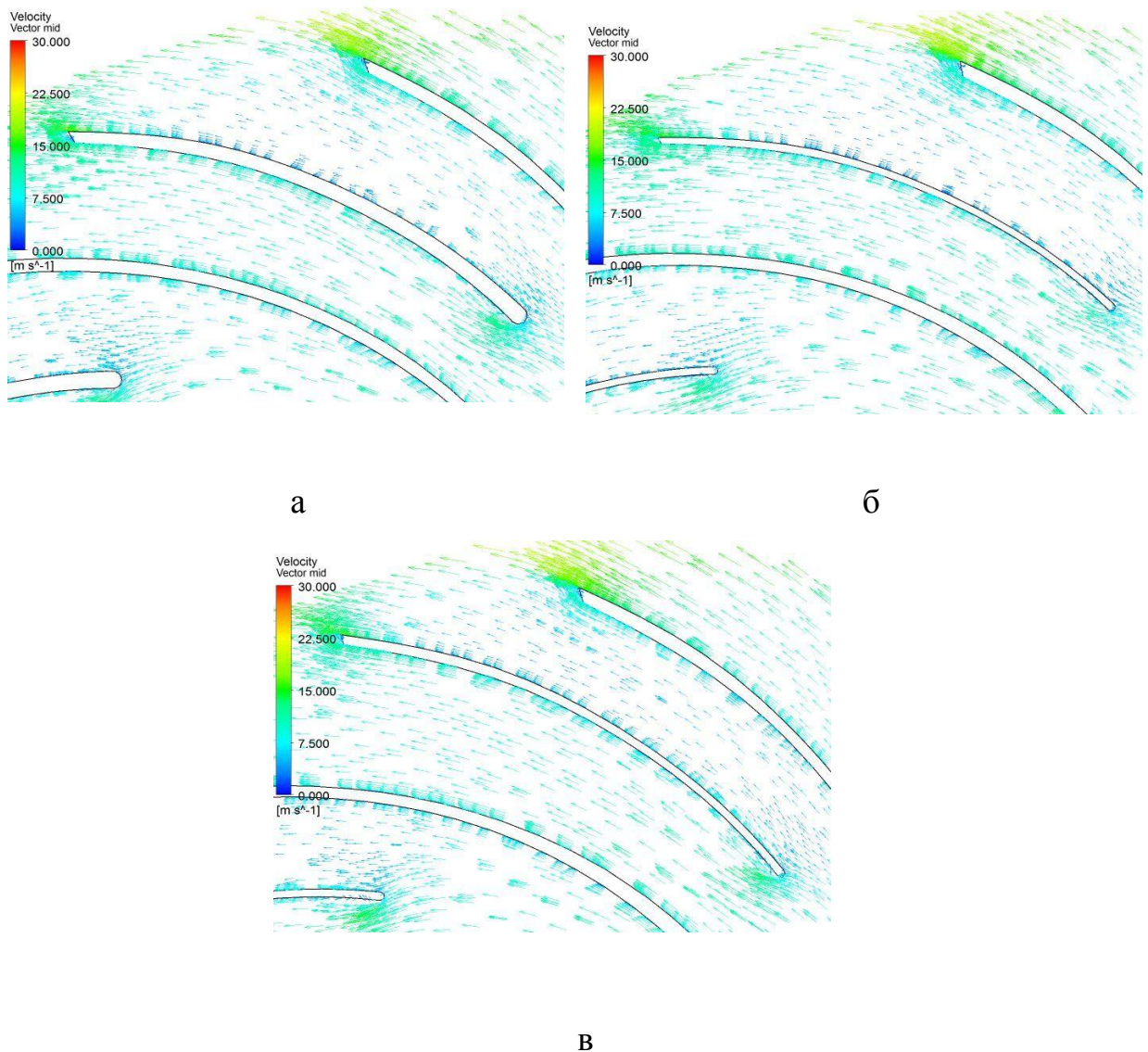
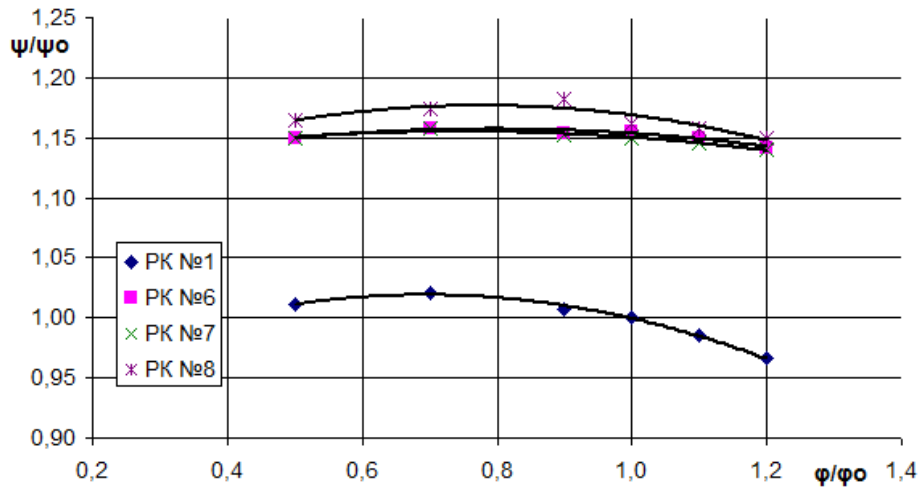
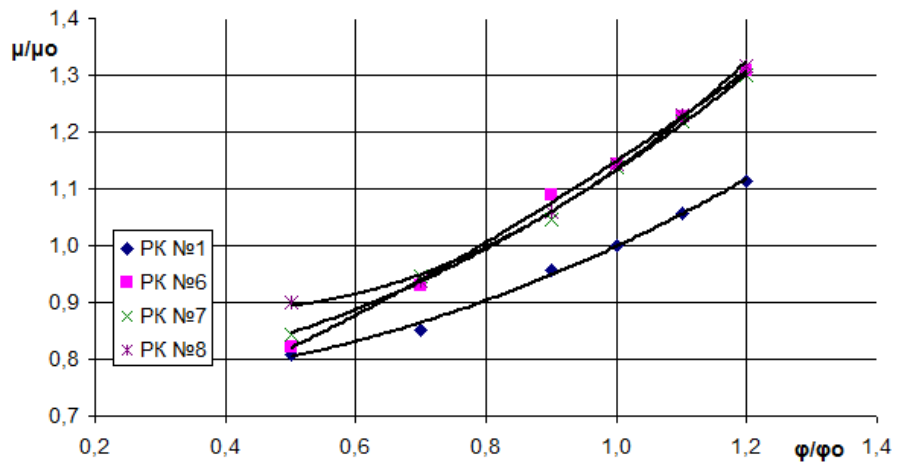


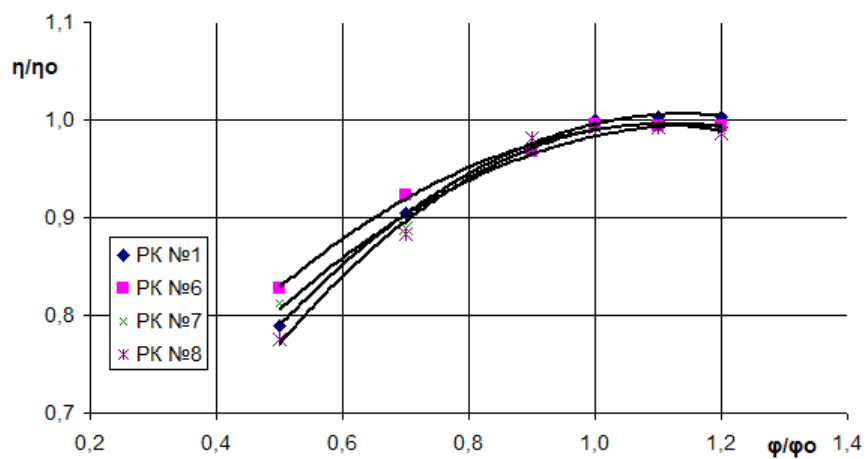
Рисунок 3.9 – Распределение относительных скоростей



а



б



в

Рисунок 3.10 – Напорная (а), мощностная (б) и характеристика КПД (в) исследуемых РК

Результаты сопоставлялись с результатами расчета базового колеса РК №1 при $\bar{Q}=1$ и представлены на рис 3.10 и табл. 3.3. Распределение относительных скоростей для схем РК №6 – РК №8 представлено на рис 3.9 а-в соответственно.

Таблица 3.3.

Схема РК	$\Delta H, \%$	$\Delta N, \%$	$\Delta \eta, \%$
№6	15,5	14,8	- 0,5
№7	14,9	14,6	- 0,6
№8	16,1	15,25	- 0,75

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод о том, что:

1. совместное применение многоярусной решетки и затыловки обеспечивает бóльший прирост напора, чем данные способы по отдельности;
2. вариации толщины и расположения короткой лопасти практически не влияют на повышение напора; основной эффект, судя по всему, обеспечивается затыловкой;
3. наличие дополнительной лопасти значительной длины неизбежно ведёт к росту гидравлических потерь.

В связи с этим решено было продолжить исследование с целью создать такую лопастную систему, где бы эффект повышения напора в результате применения затыловки выходных кромок лопастей проявился максимально, а негативный эффект роста гидравлических потерь снизился.

3.2.4 Усовершенствование конструкции РК на основе применения затыловки и многоярусной решетки

Исходя из поставленной задачи, был предложен ряд решеток, снабженных несколькими дополнительными укороченными лопастями,

длина которых составляла 10% от длины основных лопастей. Все лопасти выполнялись с затыловкой выходных кромок и устанавливались на выходе из колеса. Короткие лопасти устанавливались конгруэнтно с основными.

Расчеты проводились для четырех видов рабочих колёс:

РК №9 - колесо затылованное с тремя выполненными в два раза тоньше по сравнению с основными короткими дополнительными лопастями (рис 3.11 а);

РК №10 - колесо затылованное с четырьмя тонкими короткими дополнительными лопастями (рис 3.11 б);

РК №11 - колесо затылованное с двумя короткими дополнительными лопастями одинаковой толщины с основными (рис 3.11 в);

РК №12 - колесо затылованное с тремя короткими дополнительными лопастями (рис 3.11 г).

Результаты сопоставлялись с результатами расчета базового колеса РК №1 при $\bar{Q}=1$ и представлены на рис 3.13 и табл. 3.4. Распределение относительных скоростей для схем РК №9 – РК №12 представлено на рис. 3.12 а-г соответственно.

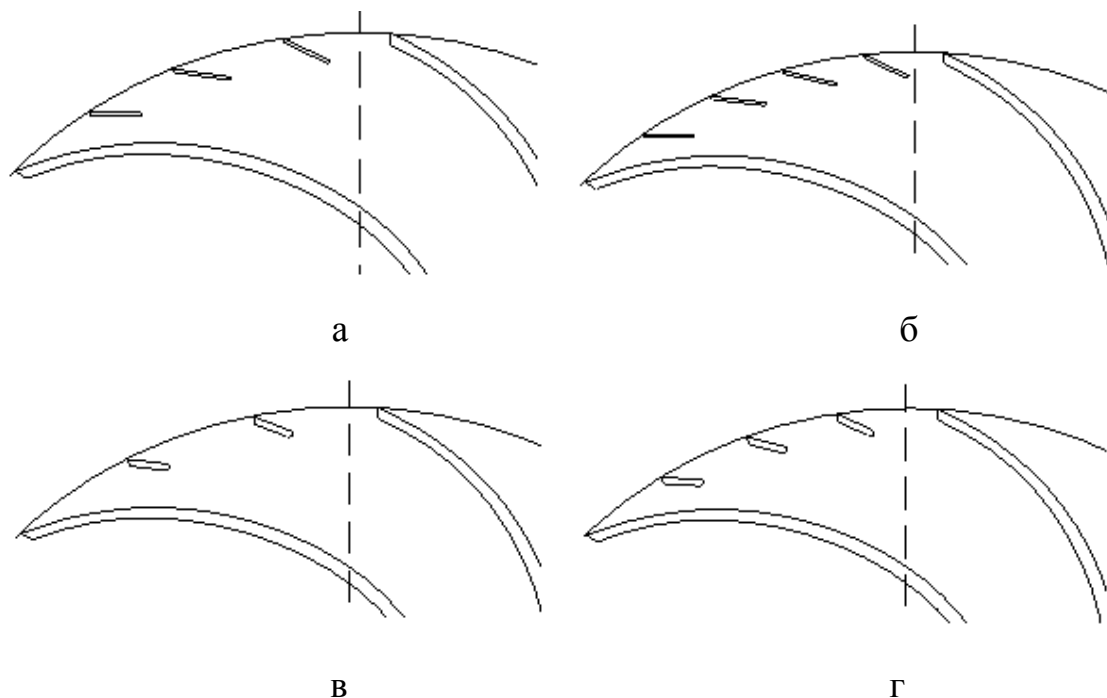


Рисунок 3.11 – Схемы лопастных решеток исследуемых РК

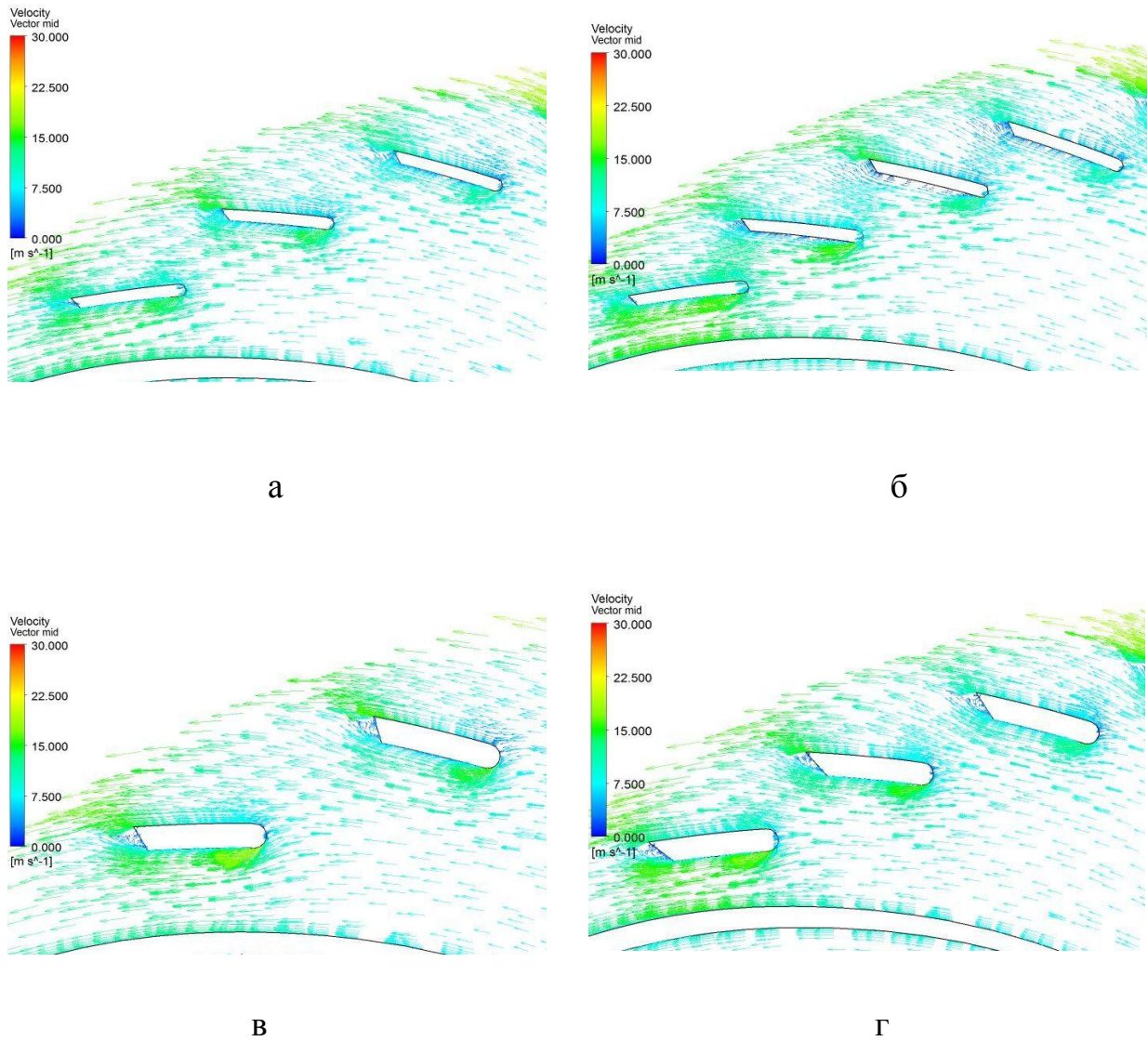
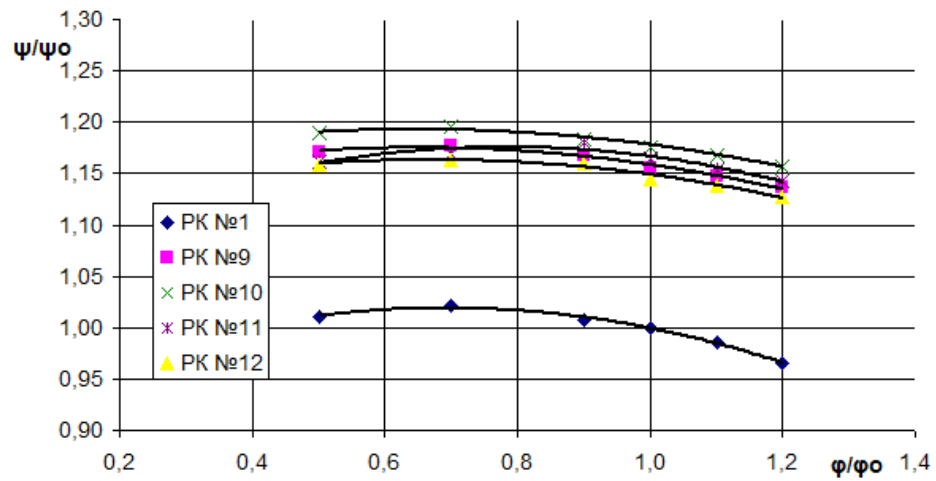


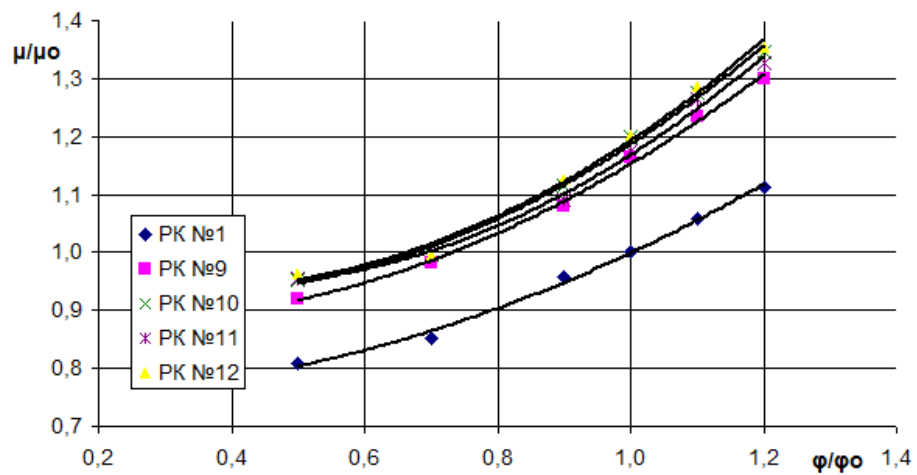
Рисунок 3.12 – Распределение относительных скоростей

Таблица 3.4.

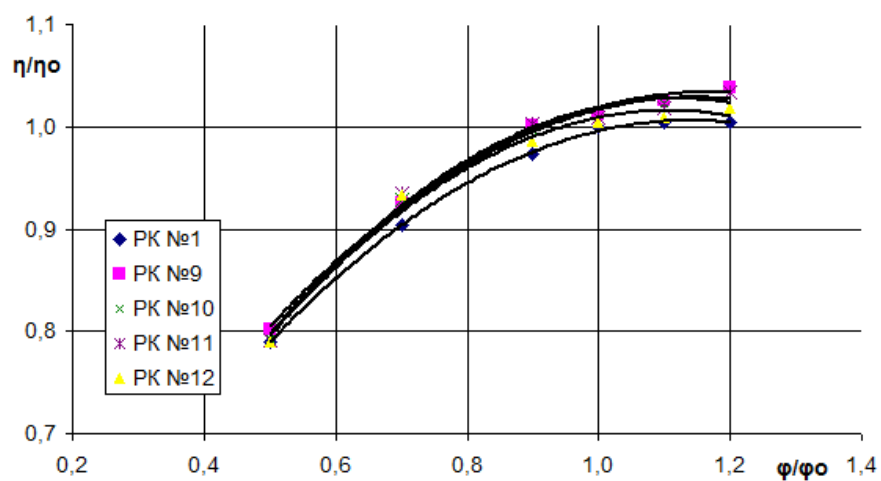
Схема РК	$\Delta H, \%$	$\Delta N, \%$	$\Delta \eta, \%$
№9	15,6	16	1,2
№10	17,6	18,7	0,9
№11	16,4	16,5	0,9
№12	14,5	18,1	0,4



а



б



в

Рисунок 3.13 – Напорная (а), мощностная (б) и характеристика КПД (в) исследуемых РК

Анализируя полученные результаты исследований, можно сделать вывод о том, что использование предложенного варианта совместного применения решетки с системой коротких дополнительных лопастей и затыловки выходных кромок лопастей РК позволяет установить их сразу несколько, что в сумме с эффектом затыловки даёт возможность добиться более значительного роста напора, чем при использовании различных видов двухъярусных решеток.

Кроме того, появилась возможность добиться роста КПД, во первых, за счет уменьшения гидравлических потерь на трение потока жидкости о дополнительные лопасти в связи с уменьшением их длины, а во вторых, главным образом, за счет того, что установленная на выходе из РК система коротких лопастей позволяет несколько выровнять эпюру $v_{u2} \cdot r_2$ и упорядочить поток на выходе из колеса. При этом необходимо отметить, что негативные эффекты вихреобразования на тыльной поверхности коротких лопастей сохраняются, несмотря на значительное сокращение их длины. Устранение данной тенденции на основе полученных картин течения планируется путём установки коротких лопастей по линиям тока.

Рассматривая рис. 3.13, необходимо отметить наличие лишь незначительных вариаций полученных результатов, особенно в отношении КПД и мощности. Однако, явно прослеживается негативная тенденция влияния на КПД увеличения числа коротких лопастей.

Таким образом, схему с несколькими значительно укороченными по сравнению с основными затылованными дополнительными лопастями следует признать наиболее эффективной с точки зрения повышения напора для варианта совместного использования многоярусной решетки и затыловки. В дальнейшем для такой конструкции был запланирован и выполнен поиск оптимального относительно напора и КПД сочетания геометрических параметров на основе методики планирования эксперимента.

Далее проверялась эффективность применения щелевых решеток и лопастей S-образной формы в качестве способов повышения напора.

3.2.5 Исследование щелевых лопастей

Для исследования влияния щели в лопасти на интегральные характеристики РК использовались рекомендации [103, 104].

Расчеты проводились для двух видов рабочих колёс:

РК №13 – разрез выполнен в средней части лопасти (рис 3.14 а);

РК №14 – разрез смещен ко входному участку лопасти (рис 3.14 б).

Результаты сопоставлялись с результатами расчета базового колеса РК №1 при $\bar{Q}=1$ и представлены на рис 3.16 и табл. 3.5. Распределение относительных скоростей для схем РК №13 – РК №14 представлено на рис 3.15 а-б соответственно.

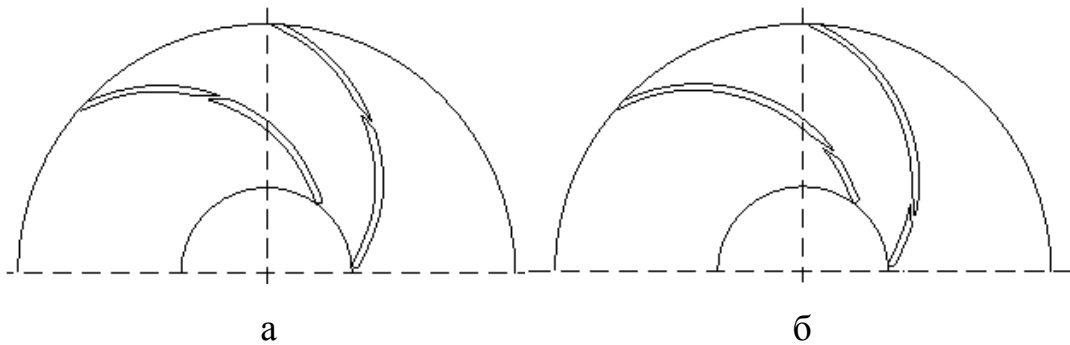


Рисунок 3.14 – Схемы лопастных решеток исследуемых РК

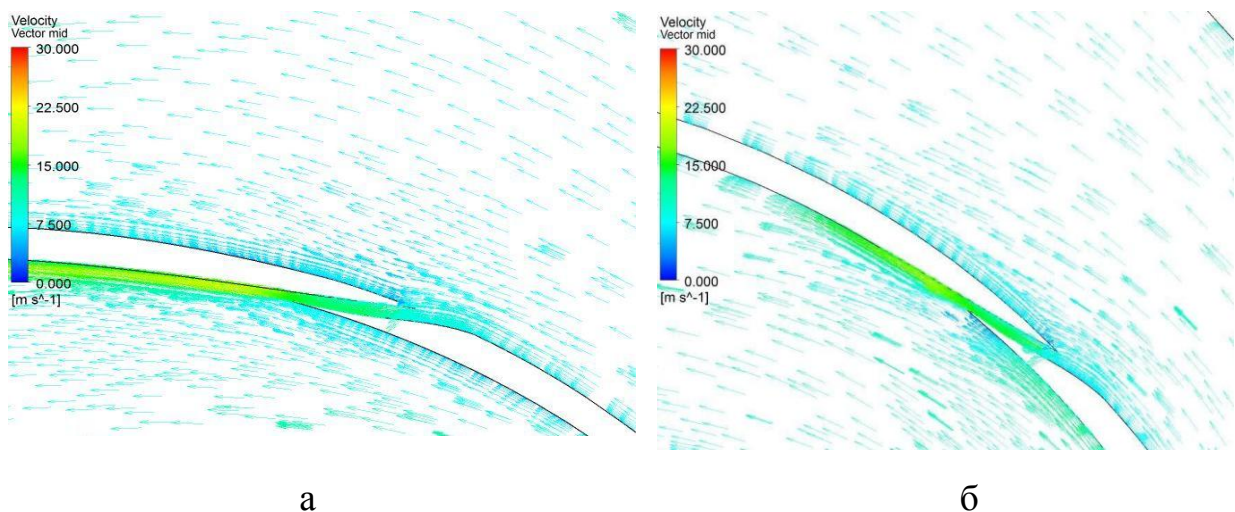
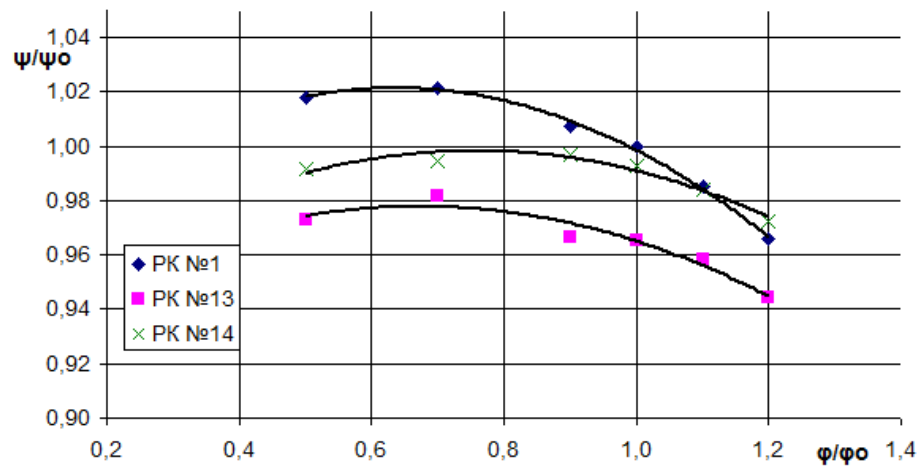
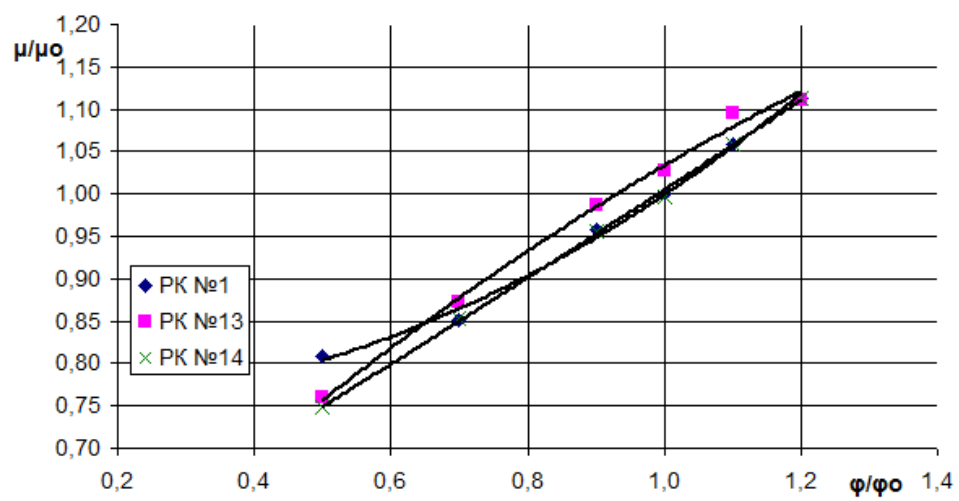


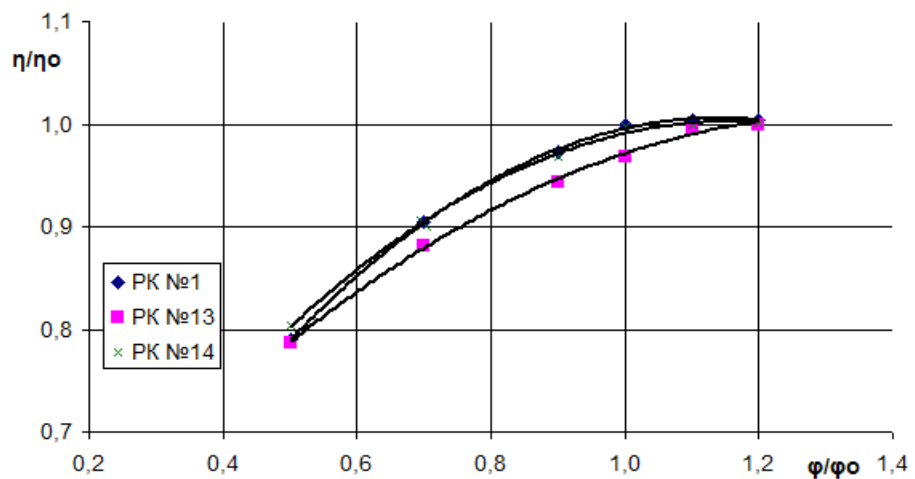
Рисунок 3.15 – Распределение относительных скоростей



а



б



в

Рисунок 3.16 – Напорная (а), мощностная (б) и характеристика КПД (в) исследуемых РК

Таблица 3.5.

Схема РК	$\Delta H, \%$	$\Delta N, \%$	$\Delta \eta, \%$
№13	-3,4	-0,4	-3,
№14	-0,75	-0,5	-0,25

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод о том, что применение щелевых лопастей для рабочего колеса насоса исследуемого типа не дало положительного эффекта. В исходном колесе на расчетном режиме имеется хорошая структура потока, и туда, по видимому, нет смысла вводить конструктивные изменения, направленные на сдвиг пограничного слоя. Использование данного способа для дальнейших исследований исключается. Также можно предположить, что рекомендации по применению данного способа повышения напора приемлемы сугубо индивидуально для каждого отдельного рабочего колеса.

3.2.5 Исследование лопастей S-образной формы

Исследование рабочих колёс с лопастями S-образной формы проводилось на основе рекомендаций [111-113] и с учетом результатов, полученных на предыдущих этапах. Решено было провести исследования РК с S-образными затылованными лопастями с добавлением второго яруса решетки.

Расчеты проводились для четырёх видов рабочих колёс:

РК №15 - колесо с лопастями S-образной формы с затыловкой выходных кромок ($\beta_{2l} = 90^\circ$) (рис 3.17 а);

РК №16 - колесо вида РК №15 с дополнительной укороченной и затылованной лопастью S-образной формы одинаковой толщины с основной и длиной в её половину (рис 3.17 б);

РК №17 - колесо вида РК №16 с дополнительной сдвинутой по шагу лопастью, выполненной в 2 раза тоньше по сравнению с основной (рис 3.17 в);

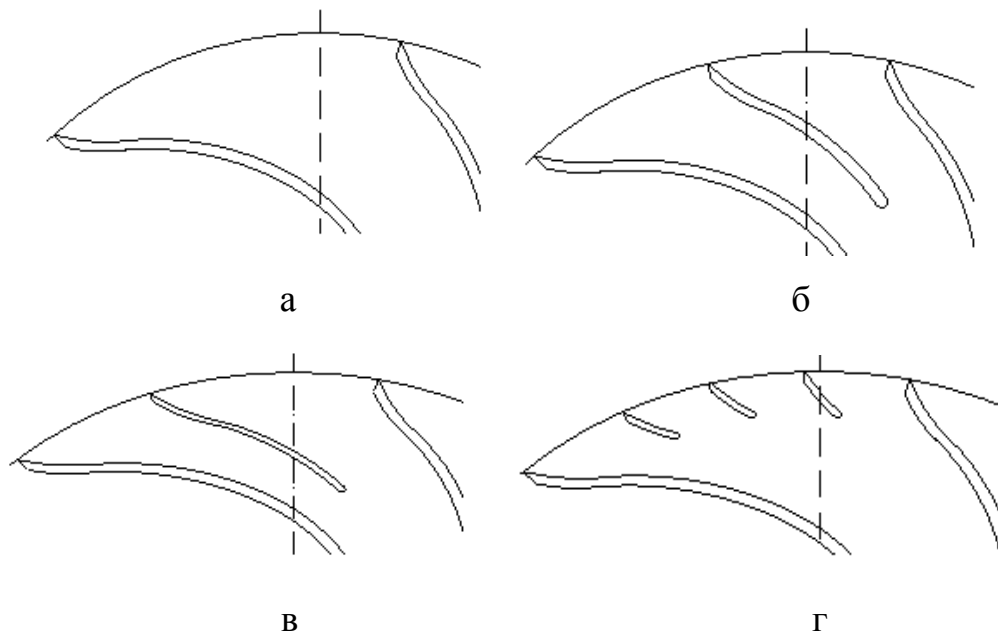


Рисунок 3.17 – Схемы лопастных решеток исследуемых РК

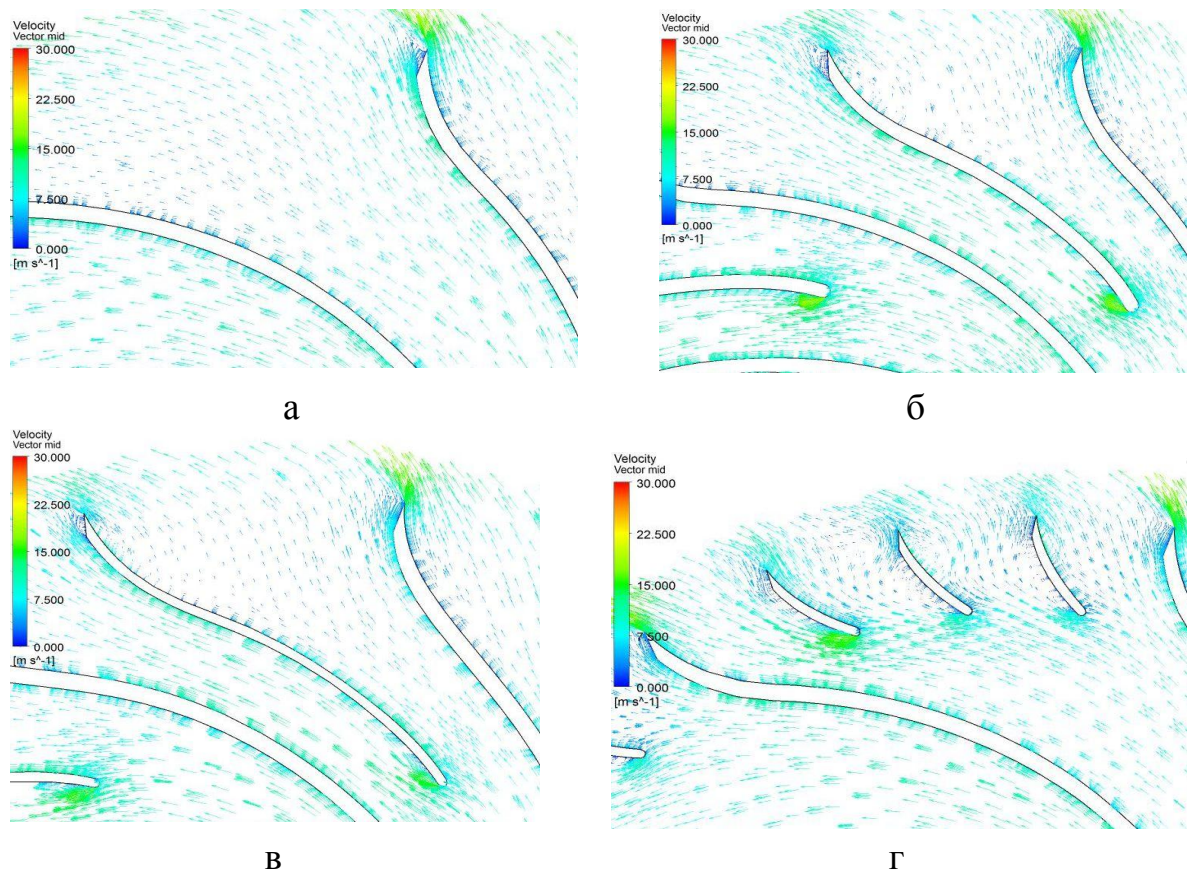
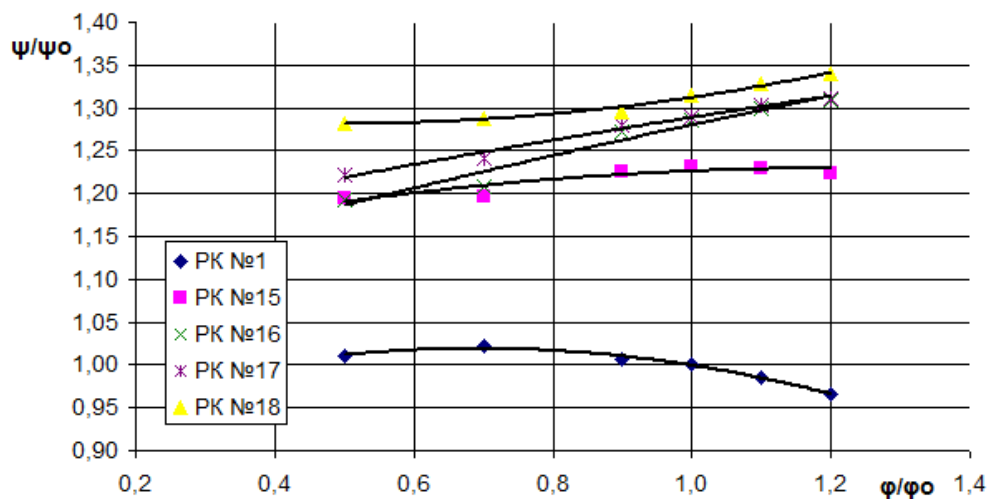
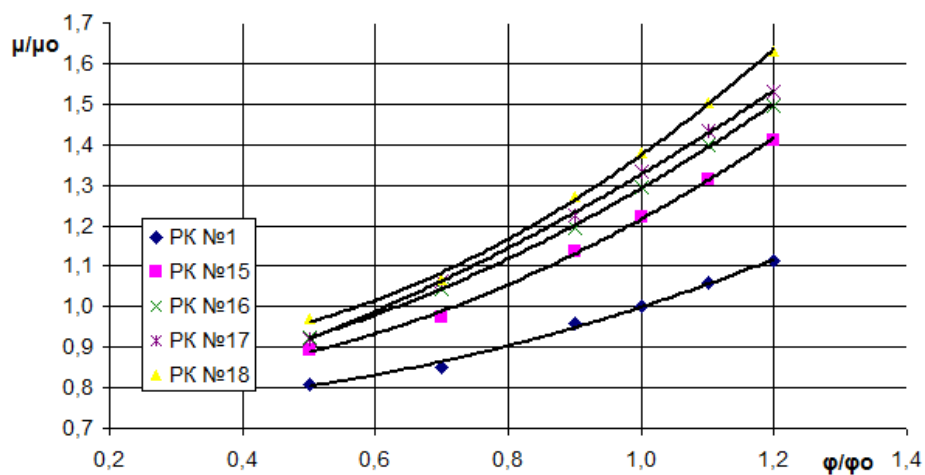


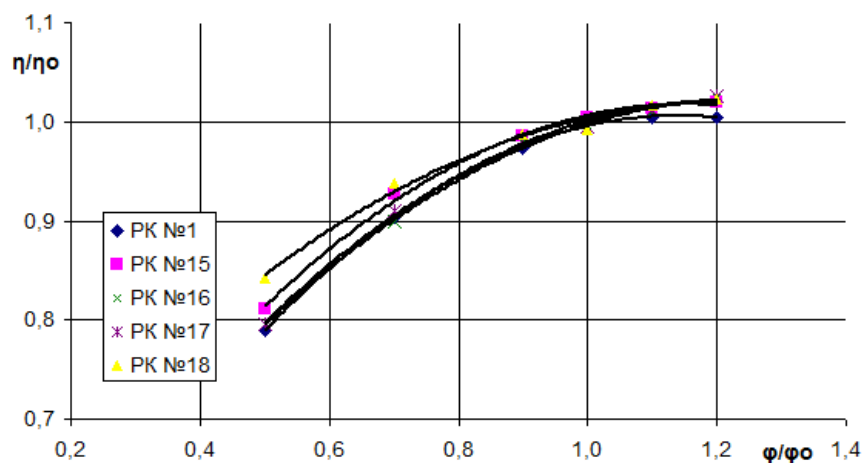
Рисунок 3.18 – Распределение относительных скоростей



а



б



в

Рисунок 3.19 – Напорная (а), мощностная (б) и характеристика КПД (в) исследуемых РК

РК №18 - колесо вида РК №15 с тремя короткими дополнительными лопастями, выполненными в 2 раза тоньше по сравнению с основной и длиной 10 % от неё (рис 3.17 г).

Результаты сопоставлялись с результатами расчета базового колеса РК №1 при $\bar{Q}=1$ и представлены на рис 3.19 и табл. 3.6. Распределение относительных скоростей для схем РК №15 – РК №18 представлено на рис 3.18 а-г соответственно.

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод о том, что применение лопастей S-образной формы с точки зрения повышения напора является наиболее эффективным. При этом необходимо подчеркнуть, что конструирование лопастей подобной формы направлено на увеличение угла β_2 .

Таблица 3.6.

Схема РК	$\Delta H, \%$	$\Delta N, \%$	$\Delta \eta, \%$
№15	23,1	22,5	0,4
№16	28,6	29,2	-0,4
№17	29	31	-0,45
№18	31,4	35,7	-0,75

Это позволяет сохранить на приемлемом уровне КПД РК, однако ведет к снижению коэффициента реактивности и, следовательно, росту потерь в отводящем устройстве. Рост напора более чем на 30 % при неизменных геометрических параметрах рабочего колеса и при сознательном снижении КПД во многих случаях эксплуатации насосов типа ЦНС может быть вполне оправдана.

Следует отметить, что вариации геометрических параметров одиночной лопасти второго яруса так же, как и при исследовании многоярусной решетки, оказывают незначительное влияние на напор.

Из рисунка 3.18 видно, что на рабочей поверхности отогнутого участка всех лопастей образуется вихрь. Кроме того, вихрь также присутствует на тыльной поверхности у входного участка дополнительной лопасти. Такая же картина наблюдается и в системе нескольких коротких дополнительных лопастей, установленных на выходе из РК. Потери энергии в данных вихревых зонах главным образом и приводят, на наш взгляд, к снижению КПД рабочих колёс рассматриваемой конструкции. Также интересен вид напорных характеристик колёс с лопастями S-образной формы (рис. 3.19 а): они полого возрастают с ростом \bar{Q} .

Максимальное повышение напора, как и ожидалось исходя из результатов исследования РК №9 - 12 п. 3.2.4 при использовании лопастной системы с несколькими дополнительными тонкими короткими лопастями, повторяющими контур основной лопасти. В дальнейшем, для такой конструкции был запланирован и выполнен поиск оптимального с точки зрения повышения напора и уровня КПД сочетания геометрических параметров на основе методики планирования эксперимента.

После оптимизации было проведено исследование работы ступени с разработанными колесами и прежним направляющим аппаратом.

3.3 Выводы

По результатам исследований, представленных в данной главе можно сделать следующие выводы:

1. Были проведены экспериментальные исследования, подтвердившие адекватность математической модели численных расчетов;
2. Были проведены исследования эффективности различных способов повышения напорности рабочего колеса по отдельности и совместно;
3. Для дальнейших исследований было предложено две конструкции лопастной системы РК на основе совместного применения многоярусной решетки с затыловкой выходных кромок лопастей и лопастей S-образной

формы, так как они показали наибольшую эффективность с точки зрения повышения напора при сохранении приемлемого значения КПД.

РАЗДЕЛ 4

ОПТИМИЗАЦИЯ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧИХ КОЛЁС С ЦЕЛЮ ПОВЫШЕНИЯ НАПОРНОСТИ

4.1 Выбор параметров оптимизации, основных факторов и уровней их варьирования, составление матриц планирования

При разработке насосного оборудования необходимо знать, как влияют отдельные геометрические параметры РК на интегральные характеристики и правильно определять оптимальные соотношения между этими параметрами с целью обеспечения максимальной экономичности и эффективности насоса.

Исходя из приведённого в первом разделе анализа способов повышения напорности и выполненной их численной проверкой (третий раздел), можно утверждать, что повышение напорности ступени насоса определяется в основном геометрией РК. Так как процессы, происходящие в центробежном насосе в целом и рабочих колёсах в частности, являются многофакторными, то для выявления оптимального соотношения геометрических параметров РК необходимо создать модель, характеризующую зависимость напора и КПД одновременно от нескольких основных влияющих факторов процесса. Исходя из опыта и рекомендаций решения подобных задач [115, 128], было решено воспользоваться методикой планирования эксперимента применительно к численным исследованиям [129,130,131].

На данном этапе была поставлена задача получить математические модели зависимости напора и КПД от геометрических параметров РК – задача одновременного рассмотрения нескольких параметров оптимизации. Исследование сводилось к решению компромиссной задачи нахождения условного экстремума для одной поверхности отклика при ограничениях, накладываемых другой. Для этого использовался метод неопределённых

множителей Лагранжа. Данный метод относительно несложен, хорошо зарекомендовал себя при планировании эксперимента и позволяет получить количественную оценку влияния отдельных параметров РК на параметры оптимизации, установить оптимальное соотношение геометрических параметров колеса, обеспечивающих максимальное повышение напора при варьируемых в приемлемом диапазоне значениях КПД.

Для проведения оптимизационного анализа было предложено две принципиальные конструктивные схемы лопастных решеток рабочего колеса, описанные и обоснованные в третьем разделе (рис 4.1).



Рисунок 4.1 – Схемы лопастных решеток, предложенные для оптимизационного анализа

Также необходимо отметить, что исследования проводились при числе основных лопастей рабочих колёс $Z_1 = 7$ и $Z_2 = 8$. Таким образом, имеем четыре вида конструкций РК: схема, изображенная на рис 4.1 «а» при $Z_1 = 7$ и $Z_2 = 8$; и схема, изображенная на рис 4.1 «б» при $Z_1 = 7$ и $Z_2 = 8$. Для дальнейшей работы, обозначим их схемами №1-№4 соответственно.

В качестве параметров оптимизации были приняты напор (y_h) и КПД (y_η) колеса. Исходя из ранее проведённых исследований, в качестве основных факторов, влияющих на параметры оптимизации, были приняты:

для схем №1 и №2

x_1 – длина короткой лопасти l , мм;

x_2 – смещение по шагу в направлении вращения входной кромки короткой лопасти δ , мм

x_3 – смещение по шагу в направлении вращения короткой лопасти Δt , мм;

x_4 – толщина короткой лопасти s , мм.

для схем №3 и №4

x_1 – отношение диаметра дуги отогнутого участка лопасти d к наружному диаметру РК $\bar{d} = d/D_2$;

x_2 – смещение по шагу в направлении вращения короткой лопасти Δt , мм;

x_3 – отношение диаметра, на котором происходит сопряжение отогнутого участка с остальной лопастью D_* , к наружному диаметру РК $\bar{D} = D_*/D_2$;

x_4 – толщина короткой лопасти s , мм.

Следует отметить, что параметры \bar{d} и \bar{D} задавались одинаковыми для основных и коротких лопастей. Исходя из результатов, полученных на предыдущих этапах исследования, приняли число коротких лопастей в межлопаточном канале для схем №1 и №3 $z = 3$, для схем №2 и №4 $z = 2$ как оптимальные.

Основные уровни и интервалы варьирования факторов приведены в таблицах 4.1 для схем №1 и №2 и 4.2 для схем №3 и №4.

Таблица 4.1.

Факторы	Кодовые обознач.	Интервалы варьирования	Уровни факторов		
			верхний +1	основной 0	нижний -1
l , мм	x_1	10	30	20	10
δ , мм	x_2	2	4	2	0
Δt , мм	x_3	5	10	5	0
s , мм	x_4	1	4	3	2

Таблица 4.2.

Факторы	Кодовые обознач.	Интервалы варьирования	Уровни факторов		
			верхний +1	основной 0	нижний -1
\bar{d}	x_1	0,25	0,7	0,45	0,2
Δt , мм	x_2	5	10	5	0
\bar{D}	x_3	0,05	0,9	0,85	0,8
s , мм	x_4	1	4	3	2

Таблица 4.3.

№ опыта	x_0	x_1	x_2	x_3	x_4
1	1	1	1	1	1
2	1	-1	1	1	1
3	1	1	-1	1	1
4	1	-1	-1	1	1
5	1	1	1	-1	1
6	1	-1	1	-1	1
7	1	1	-1	-1	1
8	1	-1	-1	-1	1
9	1	1	1	1	-1
10	1	-1	1	1	-1
11	1	1	-1	1	-1
12	1	-1	-1	1	-1
13	1	1	1	-1	-1
14	1	-1	1	-1	-1
15	1	1	-1	-1	-1
16	1	-1	-1	-1	-1

В качестве плана эксперимента был принят полный факторный эксперимент, позволяющий получить оценки влияния каждого фактора на параметры оптимизации. Факторный эксперимент осуществлялся с помощью матрицы планирования (табл. 4.3), одинаковой для всех схем, в которой использовались кодированные значения факторов [131]. Параметры

оптимизации вычислялись в каждом опыте на расчетной подаче насоса $Q = 180 \text{ м}^3/\text{ч}$.

4.2 Получение и анализ уравнений регрессии, оценка адекватности моделей

Для оптимизационного анализа использовали линейную модель:

$$y = b_0 + b_1x_1 + b_2x_2 + b_3x_3 + b_4x_4, \quad (4.1)$$

где b_i - значение коэффициентов уравнения регрессии.

Они определяются следующим образом:

$$b_i = \sum_1^N \frac{x_{ij}y_j}{N}, \quad (4.2)$$

где x_{ij} - кодированное значение i -го фактора в j -м опыте;

y_j - значение параметра оптимизации в j -м опыте;

N - число опытов в матрице планирования.

Результаты расчета значений параметров оптимизации представлены в таблице 4.4. Для удобства значения y_η и соответствующих коэффициентов уравнения регрессии представлены в процентах.

В результате расчетов были получены следующие значения коэффициентов уравнений регрессии:

схема №1

для параметра оптимизации y_h $b_0 = 149,341$; $b_1 = 1,239$; $b_2 = -1,273$; $b_3 = 0,064$; $b_4 = -0,156$;

для параметра оптимизации y_η $b_0 = 95,202$; $b_1 = -0,1125$; $b_2 = -0,25$; $b_3 = 0,2125$; $b_4 = -0,4125$;

схема №2

для параметра оптимизации y_h $b_0 = 149,439$; $b_1 = 0,869$; $b_2 = -0,98$; $b_3 = 0,136$; $b_4 = -0,409$;

для параметра оптимизации y_η $b_0 = 94,497$; $b_1 = -0,2$; $b_2 = -0,1625$; $b_3 = 0,1$; $b_4 = 0,5625$;

схема №3

для параметра оптимизации y_h $b_0 = 171,139$; $b_1 = -1,419$; $b_2 = -1,12$; $b_3 = -2,576$; $b_4 = -0,198$;

для параметра оптимизации y_η $b_0 = 94,872$; $b_1 = 0,5375$; $b_2 = 0,15$; $b_3 = 0,6$; $b_4 = 0,002$;

схема №4

для параметра оптимизации y_h $b_0 = 170,873$; $b_1 = -1,243$; $b_2 = -0,514$; $b_3 = -2,74$; $b_4 = -0,799$;

для параметра оптимизации y_η $b_0 = 94,969$; $b_1 = 0,594$; $b_2 = -0,188$; $b_3 = 0,106$; $b_4 = -0,406$.

Дисперсию параметра оптимизации вычисляем по результатам трёх опытов в центре плана, то есть при $x_1 = x_2 = x_3 = x_4 = 0$. Расчет дисперсии приведен в таблице 4.5.

Дисперсия параметра оптимизации

$$s_y^2 = \frac{\sum_{u=1}^{u=3} (y_u - \bar{y})^2}{n_0 - 1}, \quad (4.3)$$

где n_0 - число опытов в центре плана;

y_u - значение параметра оптимизации в u -м опыте в центре плана.

Дисперсия коэффициентов регрессии

$$s^2 \{b_i\} = \frac{s_y^2}{N} \quad (4.4)$$

Доверительный интервал коэффициентов регрессии

$$\Delta b_i = t \cdot s^2 \{b_i\}, \quad (4.5)$$

где t - табличное значение критерия Стьюдента.

Согласно [131] принимаем $t = 2,2$. Значения дисперсии и доверительного интервала коэффициентов регрессии приведены в таблице 4.6

Таблица 4.4.

N опыта	схема №1		схема №2		схема №3		схема №4	
	y_h	y_η	y_h	y_η	y_h	y_η	y_h	y_η
1	148	93,66	148,16	93,06	165,08	96,42	165,15	95,46
2	147,57	95,46	148,23	94,02	169,47	95,94	168,25	91,38
3	151,9	95,22	151,1	93,9	167,54	96,54	165,98	94,86
4	159,51	95,58	149,39	94,74	171,34	94,98	169,72	94,86
5	148,57	94,14	148,8	93,3	171,68	95,22	171,88	95,82
6	147,11	94,38	147,39	94,14	173,14	92,94	172,89	94,14
7	152,22	94,56	150,59	93,66	173,46	94,38	172,91	95,34
8	148,6	94,74	148,58	93,78	175,82	92,58	173,81	94,02
9	149,08	95,22	149,24	94,98	165,67	96,54	166,81	96,78
10	147,68	95,94	148,49	95,34	169,22	94,74	170,17	96,18
11	152,44	96,42	152,33	95,22	168,28	95,34	167,5	96,30
12	149,06	96,18	149,66	95,7	171,9	94,26	171,48	94,98
13	149,56	95,1	149,61	94,62	172,1	94,38	173,06	95,70
14	146,98	95,34	147,75	94,96	173,79	94,26	174,66	94,14
15	152,87	96,3	152,63	95,34	173,95	95,34	173,75	95,22
16	148,31	95,1	149,07	95,22	175,78	94,14	175,94	94,38

Значение модулей коэффициентов $b_3 = 0,064$ параметра y_h схемы №1, $b_4 = 0,002$ параметра y_η схемы №3, $b_2 = 0,01875$ и $b_3 = 0,10625$ параметра y_η схемы №4 меньше соответствующих доверительных интервалов. При

проведении дальнейших расчетов их не учитывали. Остальные величины коэффициентов регрессии больше соответствующих доверительных интервалов, и они являются статистически значимыми.

Таблица 4.5.

№ схемы	№ опыта	y_{uh}	$y_{u\eta}$	\bar{y}_h	\bar{y}_η	s_{yh}^2	$s_{y\eta}^2$
1	1	151,31	95,84	151,83	95,68	0,04573	0,0183
	2	151,45	95,7				
	3	151,03	95,52				
2	1	150,85	94,8	150,83	94,72	0,0292	0,005033
	2	150,65	94,63				
	3	150,99	94,74				
3	1	170,88	94,58	170,85	94,74	0,0279	0,01963
	2	170,67	94,92				
	3	171	94,74				
4	1	172,05	95,58	172,03	95,58	0,03103	0,04413
	2	171,84	95,34				
	3	172,19	95,84				

Таблица 4.6.

Параметр	схема №1	схема №2	схема №3	схема №4
$s_h^2\{b_i\}$	0,002858	0,001825	0,001744	0,00194
$s_\eta^2\{b_i\}$	0,001144	0,000315	0,001227	0,002758
Δb_{ih}	0,1176	0,0939	0,0919	0,0969
$\Delta b_{i\eta}$	0,0744	0,039	0,0771	0,1155

Таким образом, уравнение (4.1) для рассматриваемых конструкций рабочего колеса и параметров оптимизации примет вид:

схема №1

$$y_h = 149,341 + 1,239x_1 - 1,273x_2 - 0,156_4x_4 \quad (4.6)$$

$$y_{\eta} = 95,202 - 0,1125x_1 - 0,25_2x_2 + 0,2125x_3 - 0,4125x_4 \quad (4.7)$$

схема №2

$$y_h = 149,439 + 0,869x_1 - 0,98x_2 + 0,136x_3 - 0,409x_4 \quad (4.8)$$

$$y_{\eta} = 94,497 - 0,2x_1 - 0,1625_2x_2 + 0,1x_3 - 0,5625x_4 \quad (4.9)$$

схема №3

$$y_h = 171,139 - 1,419x_1 - 1,12x_2 - 2,576x_3 - 0,198x_4 \quad (4.10)$$

$$y_{\eta} = 94,872 + 0,5375x_1 + 0,15_2x_2 + 0,6x_3 \quad (4.11)$$

схема №4

$$y_h = 170,873 - 1,2425x_1 - 0,514x_2 - 2,74x_3 - 0,799x_4 \quad (4.12)$$

$$y_{\eta} = 94,969 + 0,594x_1 - 0,406x_4 \quad (4.13)$$

Проверку адекватности моделей, представленных уравнениями (4.6)-(4.13) производили по F-критерию Фишера [131].

$$F_p = \frac{s_{ad}^2}{s_y^2} \quad (4.14)$$

Дисперсия адекватности

$$s_{ad}^2 = \frac{\sum_{j=1}^N (y_j - y_j)^2}{f}, \quad (4.15)$$

где y_j - экспериментальное значение параметра оптимизации в j -м опыте (табл. 4.4);

y_j - значение параметра оптимизации, вычисленное по уравнениям (4.6)-(4.13).

f - число степеней свободы, $f = N - (k + 1)$, k - число факторов, равное 4.

Для вычисления дисперсии адекватности составим вспомогательную таблицы 4.7 и 4.8.

Таблица 4.7.

N оп.	схема №1		схема №2		схема №3		схема №4	
	y_{j_h}	$(y_{j_h} - y_{j_h})^2$	y_{j_h}	$(y_{j_h} - y_{j_h})^2$	y_{j_h}	$(y_{j_h} - y_{j_h})^2$	y_{j_h}	$(y_{j_h} - y_{j_h})^2$
1	149,22	1,4762	149,06	0,8010	165,83	0,5569	165,58	0,1828
2	146,74	0,6931	147,32	0,8327	168,66	0,6500	168,06	0,0352
3	151,76	0,0196	151,02	0,0072	168,07	0,2769	166,61	0,3906
4	149,28	0,0518	149,28	0,0127	170,90	0,1903	169,09	0,3969
5	149,09	0,2678	148,78	0,0003	170,98	0,4918	171,06	0,6765
6	146,61	0,2500	147,05	0,1190	173,82	0,4573	173,54	0,4258
7	151,63	0,3452	150,74	0,0233	173,22	0,0582	172,09	0,6806
8	149,16	0,3080	149,01	0,1806	176,06	0,0558	174,57	0,5776
9	149,53	0,2003	149,87	0,4001	166,22	0,3039	167,18	0,1332
10	147,05	0,3969	148,14	0,1260	169,06	0,0260	169,66	0,2601
11	152,07	0,1351	151,83	0,2475	168,46	0,0329	168,20	0,4935
12	149,60	0,2862	150,10	0,1892	171,30	0,3615	170,69	0,6281
13	149,40	0,0256	149,60	0,0001	171,37	0,5274	172,66	0,1640
14	146,92	0,0033	147,86	0,0127	174,21	0,1775	175,14	0,2304
15	151,95	0,8556	151,56	1,1449	173,61	0,1131	173,68	0,0046
16	149,47	1,3398	149,82	0,5663	176,45	0,4506	176,17	0,0518

Табличное значение F_T согласно [131] принимаем 19,4 для всех схем и параметров оптимизации. Адекватность моделей оценивалась, исходя из сравнения F_T и F_p . Модель следует признать адекватной, если выполняется условие $F_T > F_p$ или же $F_T - F_p > 0$. Значения дисперсий адекватности и F-критериев Фишера приведены в таблице 4.9. Так как во всех случаях разность $F_T - F_p$ положительная, то модели признаём адекватными.

4.3 Получение оптимального соотношения факторов

Уравнения (4.6)-(4.13), связывающие параметры оптимизации с основными факторами, являются также функцией отклика. Для нахождения

оптимальных значений параметров оптимизации решали компромиссную задачу методом неопределённых множителей Лагранжа. Было необходимо найти режимы, обеспечивающие максимальный напор РК при задаваемых значениях КПД. КПД колеса определялся следующим рядом значений $y_\eta = 0,94; 0,945; 0,95; 0,955; 0,96; 0,965; 0,97$. Каждому из этих значений будут отвечать значения максимального напора. Режимы, обеспечивающие выполнение данного требования и будут являться оптимальными. Они могут быть установлены нахождением условного максимума функции y_h при ограничениях, налагаемых функцией y_η .

Таблица 4.8.

N оп.	схема №1		схема №2		схема №3		схема №4	
	$y_{j\eta}$	$(y_{j\eta} - y_{j\eta})^2$	$y_{j\eta}$	$(y_{j\eta} - y_{j\eta})^2$	$y_{j\eta}$	$(y_{j\eta} - y_{j\eta})^2$	$y_{j\eta}$	$(y_{j\eta} - y_{j\eta})^2$
1	94,53	0,7559	93,51	0,1406	96,42	0,0000	95,30	0,0172
2	94,80	0,4350	93,99	0,0006	95,13	0,4556	93,87	4,3316
3	95,13	0,0081	93,90	0,0000	96,06	0,1600	95,34	0,1650
4	95,40	0,0324	94,38	0,0900	94,77	0,0306	93,92	0,6104
5	94,02	0,0144	93,27	0,0006	94,98	0,0400	95,04	0,4144
6	94,29	0,0081	93,75	0,1056	93,69	0,3906	93,62	0,1860
7	94,62	0,0144	93,66	0,0000	94,62	0,0400	95,09	0,0425
8	94,89	0,0225	94,14	0,0900	93,33	0,3906	93,67	0,0863
9	95,52	0,0899	94,86	0,0100	96,42	0,0100	96,27	0,1754
10	95,79	0,0225	95,34	0,0000	95,13	0,1056	94,85	1,2238
11	96,12	0,0899	95,25	0,0006	96,06	0,3600	96,32	0,0004
12	96,39	0,0440	95,73	0,0006	94,77	0,1806	94,89	0,0047
13	95,01	0,0081	94,62	0,0000	94,98	0,2500	96,02	0,0722
14	95,28	0,0036	95,10	0,0100	93,69	0,2256	94,59	0,1454
15	95,61	0,4755	95,01	0,0756	94,62	0,3600	96,06	0,4988
16	95,88	0,6076	95,49	0,0506	93,33	0,4556	94,64	0,0479

Таблица 4.9.

Параметр	схема №1		схема №2		схема №3		схема №4	
	У _h	У _η	У _h	У _η	У _h	У _η	У _h	У _η
s_{ad}^2	0,60495	0,23924	0,42396	0,05227	0,43	0,3141	0,48469	0,7293
F _p	13,228	13,073	14,519	10,385	15,412	15,998	15,618	16,524
F _τ - F _p	6,172	6,327	4,881	9,015	3,988	3,402	3,782	2,876

Для решения этой задачи была составлена вспомогательная функция $F(x_1, x_2, x_3, x_4, \lambda)$, которая может быть представлена в виде

$$F = f(x_1; x_2; x_3; x_4) + \lambda [\varphi(x_1; x_2; x_3; x_4) - y_\eta], \quad (4.16)$$

где $f(x_1; x_2; x_3; x_4) = b_{0h} + b_{1h}x_1 + b_{2h}x_2 + b_{3h}x_3 + b_{4h}x_4$;

$$\varphi(x_1; x_2; x_3; x_4) = b_{0\eta} + b_{1\eta}x_1 + b_{2\eta}x_2 + b_{3\eta}x_3 + b_{4\eta}x_4 .$$

Дифференцируя $F(x_1, x_2, x_3, x_4, \lambda)$ по $x_1, x_2, x_3, x_4, \lambda$ и приравнявая к нулю частные производные, получим систему уравнений. Решая эту систему при заданном значении y_η , находим точки условных экстремумов. Однако при решении полученной системы найденные значения x_1, x_2, x_3, x_4 выходили за область эксперимента, поэтому исследуемое факторное пространство ограничили поверхностью

$$x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + x_4^2 = \rho^2 \quad (4.17)$$

и находили условные экстремумы, варьируя ρ . При этом данный параметр увеличивали до тех пор, пока корни системы находились в области эксперимента или незначительно выходили из этой области.

Максимальное значение ρ находили, используя зависимость кодированных значений факторов x_1, x_2, x_3, x_4 и натуральных:

$$x_i = \frac{x_i - x_i^0}{\varepsilon_i}, \quad (4.18)$$

где x_i - натуральное значение i -го фактора;

x_i^0 - натуральное значение основного уровня i -го фактора;

ε_i - интервал варьирования i -го фактора.

Придавая x_i предельных значений и используя зависимость (4.17) определили область допустимых значений ρ , при которой значения факторов оставались в области эксперимента. Получили $0 < \rho \leq 2$.

Вспомогательная функция в данном случае имеет вид:

$$F = b_{0h} + b_{1h}x_1 + b_{3h}x_3 + b_{4h}x_4 + \lambda_1(b_{0\eta} + b_{1\eta}x_1 + b_{3\eta}x_3 + b_{4\eta}x_4 - y_\eta) + \lambda_2(x_1^2 + x_3^2 + x_4^2 - \rho^2) \quad (4.19)$$

Дифференцируя функцию $F(x_1, x_2, x_3, x_4, \lambda_1, \lambda_2)$ по всем аргументам и приравнивая нулю частные производные, получим систему уравнений (4.20), которую при принятых значениях y_η и ρ решали с использованием программного продукта Mathcad. Параметру ρ присваивали значения от 0 до 2 с шагом 0,1.

$$\left\{ \begin{array}{l} b_{1h} + b_{1\eta}\lambda_1 + 2x_1\lambda_2 = 0 \\ b_{2h} + b_{2\eta}\lambda_1 + 2x_2\lambda_2 = 0 \\ b_{3h} + b_{3\eta}\lambda_1 + 2x_3\lambda_2 = 0 \\ b_{4h} + b_{4\eta}\lambda_1 + 2x_4\lambda_2 = 0 \\ b_{0\eta} + b_{1\eta}x_1 + b_{3\eta}x_3 + b_{4\eta}x_4 - y_\eta = 0 \\ x_1^2 + x_2^2 + x_3^2 + x_4^2 - \rho^2 = 0 \end{array} \right. \quad (4.20)$$

Проанализировав результаты расчетов исходя из обеспечения сочетания максимального напора и КПД, а также проведя дополнительные

уточняющие расчеты с шагом ρ меньше заданного, получили соответствующие оптимальные значения факторов, которые представлены в табл. 4.10.

Таблица 4.10.

№ схемы	x_1	x_2	x_3	x_4	Y_η	Y_h
1	0,757	-1	-	-0,147	95,5	151,53
2	0,706	-1	0,179	-0,677	95	151,33
3	-0,932	-1	-0,56	-0,357	95	175,09
4	-0,25	-0,187	-1	-0,43	95	174,36

Переходя от кодированных значений факторов к натуральным, получили их оптимальные значения, представленные в табл. 4.11 и 4.12.

Исходя из полученных результатов, можно сделать вывод о том, что максимальное сочетание напора и КПД рабочего колеса обеспечивается для схем №1 и №2 при длине короткой лопасти $l < 0,1D_2$, толщине короткой лопасти меньше толщины основной. Смещать входные кромки коротких лопастей в направлении вращения оказалось нецелесообразным, а смещение коротких лопастей по шагу в направлении вращения дало позитивный эффект только для схемы №2. В целом исследование рабочих колёс с семью (сх. №1) и восемью (сх. №2) основными лопастями, а также с двумя (сх. №1) и тремя (сх. №2) короткими лопастями в межлопаточном канале дали практически идентичный результат.

Таблица 4.11.

№ схемы	l , мм	δ , мм	Δt , мм	s , мм
1	27,57	0	0	3,15
2	27,06	0	5,9	2,33

Таблица 4.12.

№ схемы	\bar{d}	Δt , мм	\bar{D}	s, мм
3	0,217	0	0,822	2,64
4	0,3875	4,065	0,8	2,57

Для схем №3 и №4 максимальное сочетание напора и КПД рабочего колеса обеспечивается при незначительном изгибе выходного участка лопастей ($\bar{d} = 0,217$ и $\bar{d} = 0,3875$ для схем №3 и №4 соответственно при максимально задаваемом $\bar{d} = 0,7$). Оптимальный диаметр установки отогнутого участка лопастей оказался близок к минимально заданному ($\bar{D} = 0,8$). Оптимальная толщина короткой лопасти, как и для схем №1 и №2, оказалась меньше толщины основной. Смещение коротких лопастей по шагу в направлении вращения в межлопаточном канале оказалась целесообразной только для схемы №4. Таким образом, рассматривая все исследуемые схемы, можно сказать, что подобное смещение коротких лопастей имеет смысл для РК с числом основных лопастей $Z = 8$. В целом результаты исследования рабочих колёс с S-образной формой лопастей оказались практически идентичными, однако, на наш взгляд, предпочтение следует отдать схеме №3.

Для того, чтобы иметь возможность представить рекомендации по внедрению результатов исследования для модернизации РК различных n_s , необходимо полученные величины оптимальных геометрических параметров представить в безразмерном виде, отнеся их к основным геометрическим параметрам рабочего колеса (табл. 4.13 и табл. 4.14). При этом S – толщина основной лопасти.

На основе полученных математическим путём оптимальных значений геометрических параметров рабочих колёс рассмотренных схем были созданы и исследованы соответствующие 3D модели. Результаты данного

исследования представлены в виде приращение напора и КПД относительно серийного колеса в табл. 4.15.

Таблица 4.13.

№ схемы	l/D_2	$\Delta t/t$	s/S
1	0,09	0	0,788
2	0,088	0,049	0,583

Таблица 4.14.

№ схемы	\bar{d}	$\Delta t/t$	\bar{D}	s/S
3	0,217	0	0,822	0,66
4	0,388	0,034	0,8	0,643

Значение напора и КПД, вычисленных на основе расчетов в Mathcad и исследований, проведенных в ANSYS CFX, различались не более чем в 2%.

Также следует отметить, что значения напора, полученные в результате исследований некоторых схем, представленных в разделе 3, несколько больше значений, полученных в результате оптимизационного анализа. Это связано с тем, что проводился факторный эксперимент с двумя параметрами оптимизации (Н и КПД), и была поставлена задача одновременно получить максимально возможный напор и КПД.

Таблица 4.15.

№ Схемы	$\Delta H, \%$	$\Delta \eta, \%$
1	18,2	0,8
2	17,9	1,3
3	31,4	-0,3
4	30,4	-0,33

В дальнейшем были выполнены исследования влияния полученных геометрических параметров на напор и КПД при различных n_s рабочего колеса.

4.4 Выводы

По результатам исследований, представленных в данной главе можно сделать следующие выводы:

1. Были выбраны геометрические факторы, влияющие на напор и КПД, приняты уровни их варьирования, определены параметры оптимизации;

2. Была выбрана модель оптимизационного анализа, оценена её адекватность, получены уравнения регрессии;

3. Найдены оптимальные сочетания геометрических факторов, обеспечивающие максимальный напор при приемлемом уровне КПД путём решения компромиссной задачи методом неопределённых множителей Лагранжа.

4. Сформулированы рекомендации для проверки влияния полученных оптимальных сочетаний геометрических параметров РК для колёс различных n_s .

РАЗДЕЛ 5

ПРАКТИЧЕСКАЯ РЕАЛИЗАЦИЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЙ

5.1 Зависимость основных энергетических параметров рабочего колеса от коэффициента быстроходности

Для дальнейших исследований по проверке полученных в предыдущей главе рекомендаций относительно проектирования рабочих колёс различной быстроходности были выбраны РК с n_s 45, 65, 80, 95, 125.

Исследовалось три конструкции каждого колеса: базовая, модернизированная по схемам №1 и №2 (рис. 5.1).

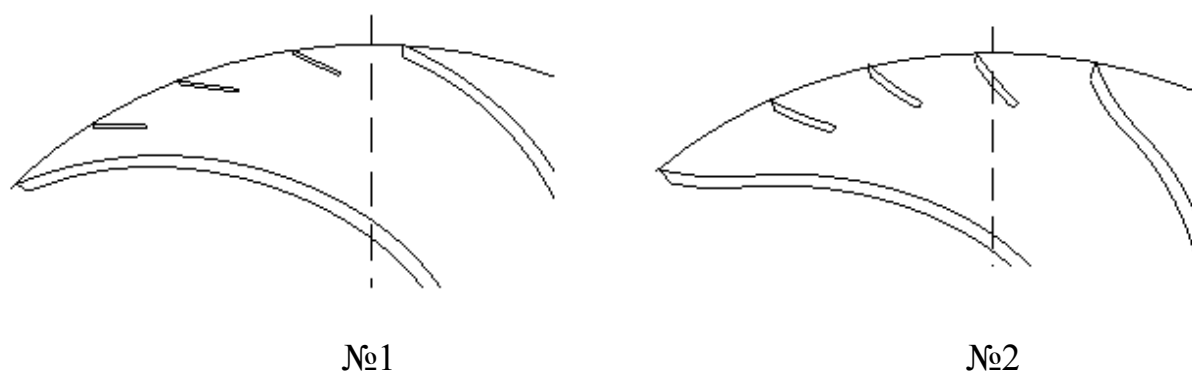


Рисунок 5.1 – Схемы лопастных решеток рабочих колес, предложенных для исследования

На данном этапе исследования была поставлена задача получить зависимость приращения параметров напора и КПД модернизированных колёс по отношению к базовому в зависимости от n_s при $\bar{Q} = 1$.

Результаты исследования представлены на рис. 5.2, 5.3 и табл. 5.1, анализируя которые можно сделать следующие выводы:

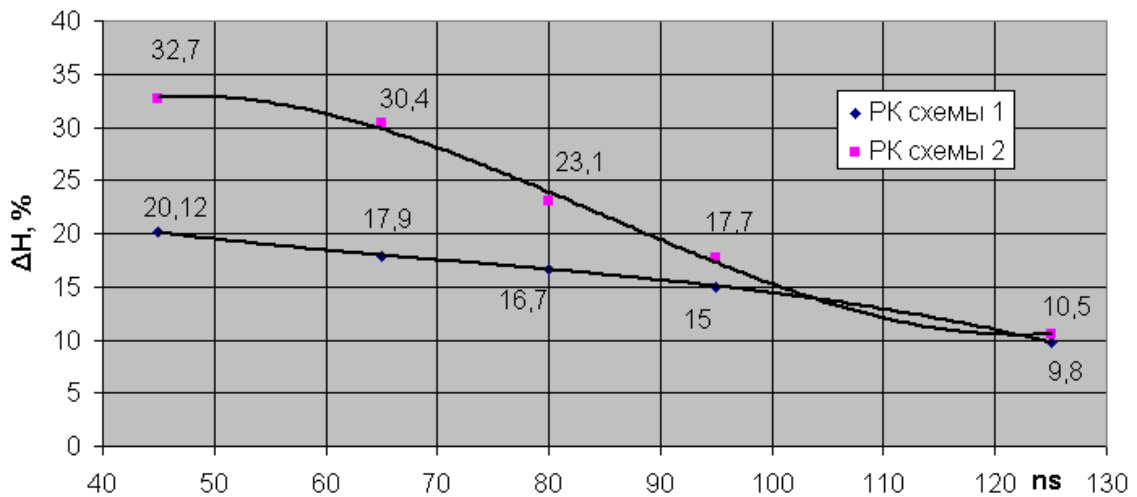


Рисунок 5.2 – Зависимость приращения напора от n_s исследуемых колёс

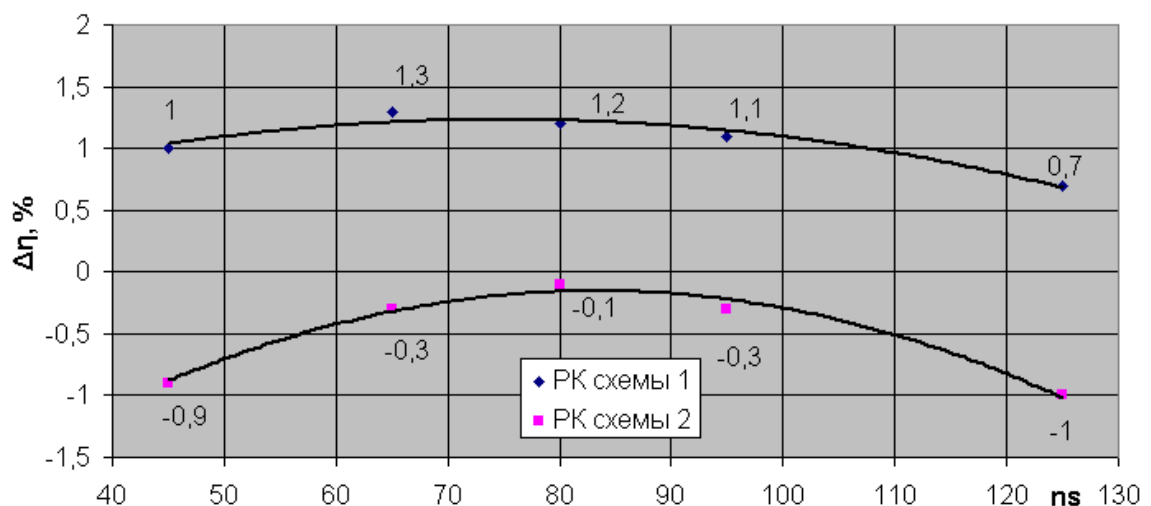


Рисунок 5.3 – Зависимость приращения КПД от n_s исследуемых колёс

1. эффективность применения конструктивных изменений в колесе согласно схемам №1 и №2 относительно прироста напора снижается с ростом быстроходности;

2. при $n_s = 125$ прирост напора, обеспечиваемый конструкцией обеих схем становится практически одинаковым;

3. в диапазоне $n_s = 45-125$ при использовании схемы №1 наблюдается прирост КПД, а при использовании схемы №2 – его падение;

4. кривая, характеризующая прирост КПД при использовании схемы №1 имеет слабо выраженный экстремум для РК с $n_s = 65$;

5. при использовании схемы №2 кривая, характеризующая падение КПД имеет более ярко выраженный экстремум (минимальные потери) для РК с $n_s = 80$. При этом на границах исследуемой зоны быстроходности ($n_s = 45$ и $n_s = 125$) отмечено падения КПД колеса порядка 1%.

Таблица 5.1

n_s	Схема №1		Схема №2	
	$\Delta H, \%$	$\Delta \eta, \%$	$\Delta H, \%$	$\Delta \eta, \%$
45	20,12	1	32,7	-0,9
65	17,9	1,3	30,4	-0,3
80	16,78	1,2	23,1	-0,1
95	15	1,1	17,7	-0,3
125	9,8	0,7	10,5	-1

Исходя из приведенного анализа результатов исследования, можно сформулировать рекомендации по применению модернизированных рабочих колёс в области различных n_s . Оптимальным с точки зрения повышения напора и КПД РК следует признать диапазон $n_s = 65-95$. При использовании колёс с несколькими дополнительными короткими лопастями второго яруса, затылованными совместно с основными, (схема №1, рис. 5.1) приведенного диапазона быстроходности можно добиться одновременного роста напора колеса (на 15-18 %) и КПД (порядка 1 %).

При использовании колёс с несколькими дополнительными короткими лопастями, повторяющими контур основной лопасти S-образной формы (схема №2, рис. 5.1) рассматриваемого диапазона n_s можно добиться существенного роста напора РК (на 17-30 %) при незначительном снижении его КПД (на 0,1-0,3 %).

5.2 Исследование ступеней на основе разработанных рабочих колёс

В качестве закономерного завершения исследования, представленного в диссертационной работе, рассматривалась проверка эффективности работы модернизированного базового рабочего колеса насоса ЦНС 180-1900 в ступени с неизменным направляющим аппаратом.

Основная задача, поставленная на данном этапе исследования заключалась в доказательстве возможности эффективной работы ступени насоса с модернизированными РК без замены НА.

Результаты исследования представлены на рис. 5.4 в виде изменений параметров напора и КПД ступени в целом относительно отдельного рабочего колеса.

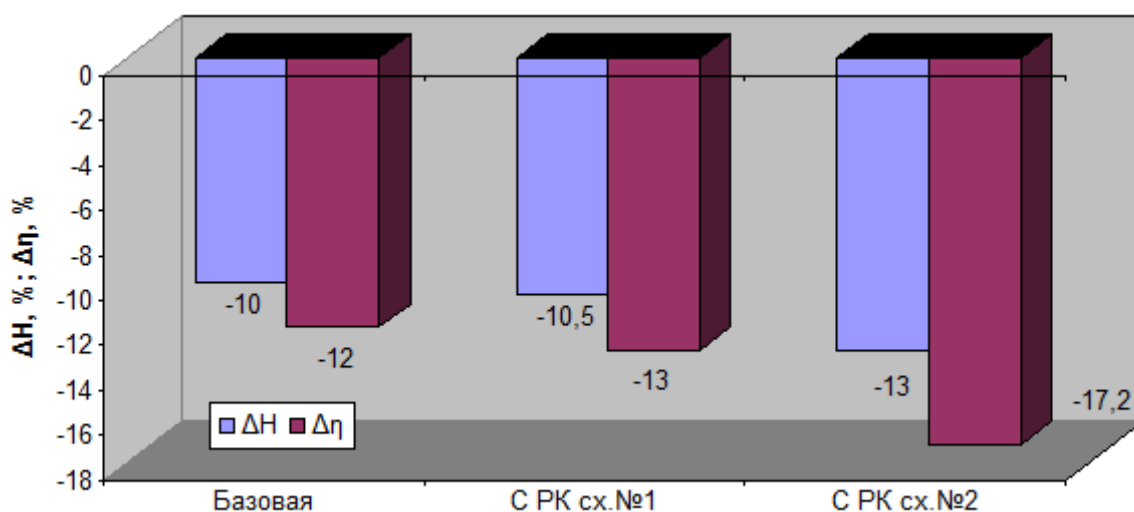


Рисунок 5.4 – Результаты исследования ступеней

Следует отметить, что сравнения проводились в следующих комбинациях: базовая ступень – базовое колесо; ступень с модернизированным колесом определённой схемы – колесо той же схемы.

На рис. 5.5 представлен график изменения параметров напора и КПД исследуемых ступеней в сравнении с базовой при $\bar{Q} = 1$.

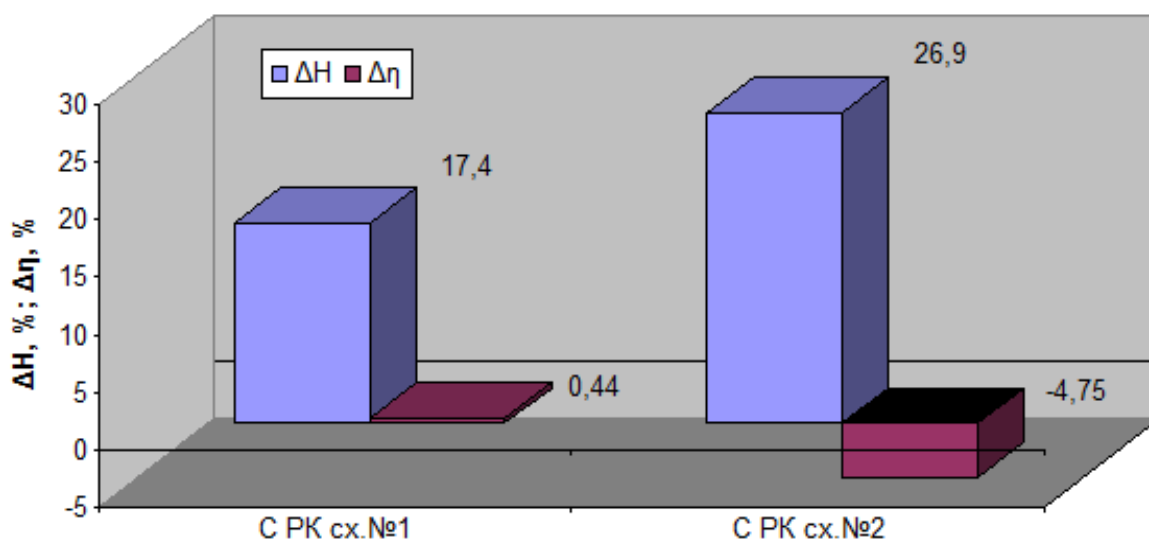


Рисунок 5.5 – Изменения напора и КПД исследуемых ступеней относительно базовой

Анализируя полученные данные, можно сделать следующие выводы:

1. потери напора и снижение КПД ступени относительно рабочего колеса при использовании в её составе колес схем №1 и №2 превышают соответствующие показатели у базовой ступени;
2. напор и КПД ступени с РК схемы №1 возрасли по сравнению с параметрами базовой ступени; для ступени с РК схемы №2 отмечен рост напора и снижение КПД;
3. параметры ступеней с модернизированными РК закономерно оказались ниже, чем у колес по отдельности.

Для ступени с рабочим колесом схемы №1 были выполнены сравнения напорных и энергетических характеристик, полученных путем численного моделирования и физического эксперимента при разных значениях Q (рис. 15). Расхождение результатов не превысило 5%.

В целом, результаты данных исследований следует признать удовлетворительными, и, исходя из них, можно говорить о том, что имеется возможность применять модернизированные рабочие колеса в составе ступени без замены направляющего аппарата.

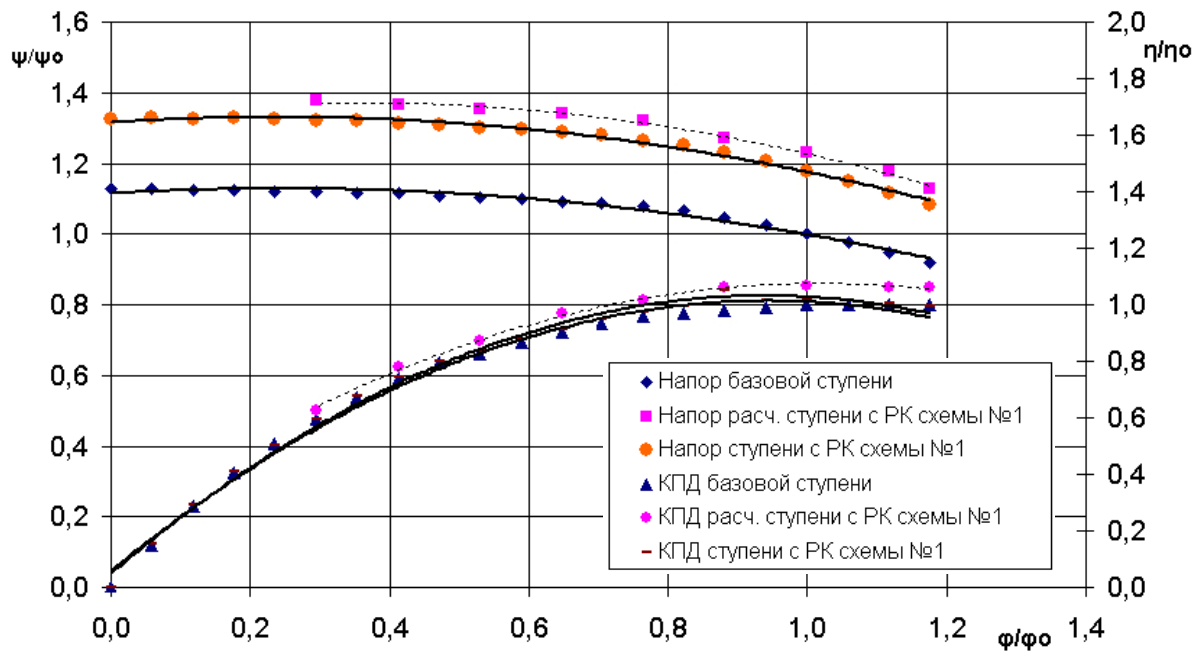


Рисунок 5.6 – Напорные и энергетические характеристики ступени с колесом схемы №1, полученные путем численного и физического экспериментов

Следует отметить, что в диссертационной работе исследовалось влияние конструктивных изменений, которые вносились только в рабочее колесо. Усовершенствование направляющего аппарата, с точки зрения приспособления его к новому рабочему колесу, является отдельной задачей, которая в работе не ставилась. Но в целом понятно, что в этом направлении существуют дополнительные резервы для повышения технико-экономических показателей ступени.

5.3 Выводы

По результатам исследований, представленных в данной главе можно сделать следующие выводы:

1. Оптимальным с точки зрения повышения напора и КПД модернизированных рабочих колёс является диапазон $n_s = 65-95$;
2. Обоснована возможность применения модернизированных колес в составе ступени без замены направляющего аппарата.

ВЫВОДЫ

В диссертационной работе решена актуальная задача повышения напорности ступени динамического насоса за счет определения особенностей рабочего процесса и обоснования рациональных параметров проточной части.

Основные научные и практические результаты работы следующие:

1. На основе проведенного обзора источников выбраны наиболее перспективные способы повышения напорности ступени, так или иначе использовавшихся на практике, при сохранении основных параметров (D_1 , D_2 , b_1 , b_2 , ω) рабочего колеса: применение двухъярусной решетки, затыловки выходных кромок лопастей, лопастей S-образной формы с увеличенным углом $\beta_{2л}$.

2. С помощью программного продукта ANSYS CFX проведены численные исследования промежуточной ступени насоса ЦНС 180-1900 на девяти режимах работы и получены её интегральные характеристики.

3. Выполнены экспериментальные исследования ступени насоса ЦНС 180-1900, результаты которых подтверждают адекватность полученных результатов численных исследований. Расхождения между экспериментально полученными и расчетными характеристиками не превышают 4%.

4. Доказано, что рабочие колёса с лопастными решетками двухъярусного типа, с затыловкой, а также с лопастями S-образной формы при одном и том же расходе и габаритных размерах имеют КПД сопоставимый с КПД колеса без данных модернизаций (базового). Напорность модернизированных колес превышает напорность базового колеса до 31%.

5. При выполнении дальнейших исследований выявлено существенное влияние на напор и КПД колеса формы, числа, длины, толщины, положения коротких лопастей второго яруса. Результаты исследований показали, что короткая лопасть является инструментом, помогающим регулировать и

подбирать гидравлически целесообразное распределение скоростей на выходе из рабочего колеса.

6. На основе идеи совместного применения способов повышения напорности колеса были разработаны две их принципиальные конструкции: колесо с несколькими выполненными в два раза тоньше по сравнению с основной короткими дополнительными лопастями и длиной 10 % от неё, с затыловкой выходных кромок лопастей обоих ярусов; колесо с лопастями S-образной формы с затыловкой выходных кромок с несколькими короткими дополнительными лопастями, выполненными в 2 раза тоньше по сравнению с основной и длиной 10 % от неё, повторяющими форму основных лопастей.

7. Путём решения оптимизационной задачи на основе методики планирования численного эксперимента были получены значения геометрических параметров рабочих колёс с усовершенствованными лопастными решетками с числом основных лопастей $Z=7$ и $Z=8$, которые позволяют получить максимальные значения напора и КПД.

8. Две конструкции рабочих колёс, разработанные на основе использования двухъярусных лопастных решеток с затыловкой, при числе основных лопастей $Z=7$ имеют параметры: $l/D_2 = 0,09$, $s/S = 0,788$; при $Z=8$: $l/D_2 = 0,088$, $\Delta t/t = 0,049$, $s/S = 0,583$. Рабочие колеса, разработанные на основе использования двухъярусных лопастных решеток S-образной формы с затыловкой, при числе основных лопастей $Z=7$ имеют параметры: $\bar{d} = 0,217$, $\bar{D} = 0,822$, $s/S = 0,66$; при $Z=8$: $\bar{d} = 0,388$, $\Delta t/t = 0,034$, $\bar{D} = 0,8$, $s/S = 0,643$.

9. На основе проведенных исследований колёс предложенных конструкций различных n_s определён целесообразный диапазон быстроходностей $n_s = 65-95$, в котором сочетания повышения напора и КПД оптимальны. Также была обоснована возможность применения модернизированных рабочих колёс в составе ступени без замены направляющего аппарата.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. СИНТ'09 [Текст]: материалы V международной конференции. – Воронеж: Научная книга, 2009. – 356 с..
2. Есорump.ru'2009 [Текст]: Тезисы докладов международной научно-технической конференции. – М: Из-во РАПН, 2009 – 458 с.
3. Караханьян В.К. Итак, главные проблемы: энергосбережение и экология [Текст] / В.К. Караханьян // Насосы и оборудование. – 2008. – № 4–5. – с. 4
4. Солодченков Б.Ж. EuroPump 2010: Париж. Энергоэффективность. Инновации [Текст] / Б. Ж. Солодченков // Насосы и оборудование. – 2010. – № 3. – с. 8–12.
5. Стоимость жизненного цикла насоса (LCC) [Текст]: руководство по анализу LCC насосных систем. – М.: Изд-во ООО «Софт Ком», 2010. – 220 с.
6. Europump Variable Speed Pumping [Text]: guide to successful applications. – Brussels: Hydraulic Institute and Europump, 2004. – 172 p.
7. Евтушенко А.А. Развитие насосостроения в Украине [Текст]/ А.А. Евтушенко, Э. Е. Ржебаев, А. И. Швиндин, М. И. Шифрин // Машинобудування України. – 1995. – № 1. – С. 30–33.
8. Ратушный А.В. Пути уменьшения энергопотребления насосным оборудованием [Текст] / И.А. Ковалев, А.В. Ратушный // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. – 2010. – № 3, Т. 1. – с. 86-97.
9. Ратушный, А.В. Нетрадиционные подходы усовершенствования ступени низкой быстроходности [Текст] / А.В. Ратушный, И.А. Ковалёв // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 18-22 квітня 2011 року / Ред. кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2011. — Ч.3. — с. 124.

10. Ратушный А.В. Степень низкой удельной быстроходности: особенности рабочего процесса, нетрадиционные способы повышения напорности [Текст] / И.А. Ковалев, А.В. Ратушный // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. - 2012. - № 4. - с. 35-39.
11. Ратушный А.В. Перспективы совместного применения некоторых нетрадиционных способов повышения напорности [Текст] / И.А. Ковалёв, А.В. Ратушный, Н.А. Павловская // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. - 2013. - №1. - с. 15-18.
12. Ратушный, А.В. Перспективы совместного применения двухъярусной лопастной решетки и затыловки как способа повышения напора [Текст] / И.А. Ковалев, А.В. Ратушный, Н.А. Павловская // Сучасні технології у промисловому виробництві: матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів фак-ту технічних систем та енергоефективних технологій, м. Суми, 23-26 квітня 2013 р.: у 2-х ч. / Ред.кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. - Суми : СумДУ, 2013. - Ч.2. - С. 86
13. Ratushni A. Perspective methods of increasing pressure in the centrifugal pump stage [Text]/ M. Asadipour, A. Ratushni, F. Asadipour T. Mc.Farland // Amirkabir Journal Mechanical Engineering. – 2013. – № 45. – p. 27-30.
14. Ратушный, А.В. Перспективы совместного применения некоторых нетрадиционных способов повышения напорности (часть II) [Текст] / А.В. Ратушный // Вісник Сумського державного університету. Серія Технічні науки. — 2013. — №4. — с. 47-51.
15. Ратушный, А.В. Оптимизация геометрических параметров рабочих колёс с целью повышения напорности методами планирования численного эксперимента [Текст] / А.В. Ратушный. // Сучасні технології в промисловому виробництві : матеріали науково-технічної конференції викладачів, співробітників, аспірантів і студентів факультету технічних систем та енергоефективних технологій, Суми, 22-25 квітня 2014 року / Ред. кол.: О.Г. Гусак, В.Г. Євтухов. — Суми : СумДУ, 2014. — Ч.2. — с. 164.

16. Petermann K. Der Stromungsverlauf in und hinter Laufschaufelkanalen von radialen Kreiselpumpen und Verdichtern [Text]/ K.Petermann. // VDJ Zeitschrift. – 1961. – № 17. – с. 50-58.
17. Тимшин А.И. Структура потока на выходе из рабочего колеса и ее влияние на характеристики центробежного насоса : автореф. дис... канд. техн. наук : 05.193 / А.И. Тимшин – ХПИ им. Ленина. – Х., 1972. – 21 с.
18. Селезнёв К.П. Теория и расчет турбокомпрессоров [Текст]/ К.П.Селезнёв, Ю.С. Подубуев, С.А. Анисимов – Л.: Машиностроение, 1968. – 238с.
19. Веленер К. Обзор методов учета конечного числа лопастей в рабочих колёсах центробежных насосов [Текст]/ К. Веленер // Труды американского общества инженеров-механиков. Сер. Энергетические машины и установки. – 1967. – №4. – с. 26-30.
20. Dean R.C. Rotating wakes in vaneless diffusers iransactions of the ASME [Text]/ R.C.Dean, Y.Senoo. // Jornal of basic engineering. Series D. – 1960. – № 82. – с. 83-94.
21. Михайлов А.К. Лопастные насосы [Текст]/ А.К. Михайлов, В.В.Малюшенко – М.: Машиностроение, 1977. – 288с.
22. Лившиц С.П. Аэродинамика центробежных компрессорных машин [Текст]/ С.П.Лившиц – М.;Л.: Машиностроение, 1966. – 340с.
23. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы [Текст]/ А.А. Ломакин – Л.: Машиностроение, 1966. – 364с.
24. Алексапольский Д.Я. Влияние на КПД центробежных насосов коэффициента быстроходности и размеров насоса [Текст]/ Д.Я.Алексапольский // Сборник трудов лаборатории проблем быстроходности машин и механизмов. – 1955. – №5. – с. 4-9.
25. Боровский Б.И. Энергетические параметры и характеристики высокооборотных лопастных насосов [Текст]/ Б.И.Боровский – М.: Машиностроение, 1989. – 184с.

26. Миролюбов И.В. Расчет характеристик осевых преднасосов [Текст]/ И.В.Миролюбов // Изв. Вузов. Авиационная техника. – 1959. – №1. – с. 61-72.
27. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов [Текст]/ К.Пфлейдерер – М.: Машгиз, 1960. – 683с.
28. Степанов А.И. Центробежные и осевые насосы [Текст]/ А.И. Степанов – М.: Машгиз, 1960. – 460с
29. Анисимов С.А. Влияние числа лопаток на эффективность центробежного колеса с однорядной решеткой [Текст]/ С.А. Анисимов, Ф.С. Ренстин, К.П.Селезнёв. // Труды ЛПИ. – 1962. – №.221 – с. 32-46.
30. Высокооборотные лопатные насосы [Текст]/ ред. В.Б. Овсянников, В.Ф.Чебаевский. – М.: Машиностроение, 1975. – 336с.
31. Малюшенко В.В. Определение оптимального числа лопастей рабочих колёс питательных насосов [Текст]/ В.В.Малюшенко. // Извения вузов. Сер. Энергетика. – 1964. – №4. – с. 58-65.
32. Отработка проточной части ступени питательных насосов сверхвысокого давления для турбоустановок К 300-240 в целях обеспечения непрерывнопадающей напорной характеристики [Текст] – Л.: Изд-во ЛПИ, 1961. – 28с.
33. Анисимов С.А. Экспериментальное исследование влияния выходного угла лопаток β_2 рабочего колеса центробежного насоса [Текст]/ С.А. Анисимов, Ф.С. Ренстин, А.М.Симонов. // НТИБ. – 1967. – №.6 – с. 116-123.
34. Селезнёв К.П. О форме межлопаточных каналов колёс стационарных компрессоров [Текст]/ К.П. Селезнёв, Ю.Б. Галёркин. // Энергомашиностроение. – 1966. – №.2 – с. 10-12.
35. Селезнёв К.П. Течение потока во вращающихся каналах двухъярусных решеток [Текст]/ К.П. Селезнёв, С.П. Шкрабуль, И.А. Тучина. // Энергетическое машиностроение. – 1967. – №.12 – с. 15-21.

36. Селезнёв К.П. О некоторых критериях, определяющих течение в элементах турбомашин [Текст]/ К.П. Селезнёв, С.П. Шкрабуль. // Энергомашиностроение. – 1975. – №9 – с. 55-63.
37. Пфлейдерер К. Центробежные и пропеллерные насосы [Текст]/ К.Пфлейдерер – М.-Л.: ИКТН, 1937. – 495с.
38. Шкрабуль С.Н. Исследование пространственного течения вязкой жидкости в рабочем колесе центробежного компрессора: автореф. дисс. ... док. техн. наук : 05.04.13/ С.Н. Шкрабуль. – Л., 1974. – 32 с.
39. Тхи Д.С. Исследование потока в рабочем колесе центробежного насоса низкой быстроходности [Текст]/ Д.С.Тхи, В.И. Арсеньев. // Гидравлические машины. – 1967. – №6. – с. 116-123.
40. Тхи Д.С. Исследование пульсаций давления в проточной части модельных ступеней питательных насосов мощных турбоблоков [Текст]/ Д.С.Тхи, Н.И. Зубарев, С.Г. Сапунов // Энергомашиностроение. – 1968. – №7. – с. 17-19.
41. Зуев А.В. Исследование рабочих колес центробежного компрессора с различным законом распределения скоростей по лопаткам: автореф. дис... канд. техн. наук : 05.04.03 / А.В.Зуев. – ЛПИ им. Калинина. – Л., 1970. – 20 с.
42. Зотов В.Н. Вибрации в центробежных насосах с одинаковым числом лопастей колеса и лопаток отвода [Текст]/ В.Н. Зотов // Лопастные насосы – Л.: Машиностроение – 1975. – с. 267-271.
43. Зотов В.Н. выбор числа лопаток колеса и направляющего аппарата центробежного колеса [Текст]/ В.Н. Зотов // Вестник машиностроения. – 1976. – №11. – с. 33-36.
44. Комаровский Н.П. Влияние некоторых геометрических параметров на потери в центробежных колёсах [Текст]/ Н.П.Комаровский, О.В. Бурмистров // Энергомашиностроение. – 1968. – №2. – с. 22-25.
45. Малюшенко В.В. О влиянии β_2 лопасти рабочего колеса на характеристики ступени центробежного насоса с низким коэффициентом

быстроходности [Текст]/ В.В.Малюшенко, В.А. Головин, А.И.Бирюков. // Известия вузов. Сер. Энергетика. – 1970. – №.12 – с. 82-88.

46. Шкрабуль С.Н. Применение двухъярусных рабочих колёс в турбомашиностроении и условные критерии, необходимые для предварительного отбора оптимального варианта [Текст]/ С.Н. Шкрабуль, Д.С.Тхи. // Гидравлические машины и средства гидроавтоматики. – 1986. – с. 42-47.

47. Тхи Д.С. Исследование и отработка двухъярусного рабочего колеса для питательного насоса : автореф. дис... канд.. техн. наук : 05.04.03 / Д.С.Тхи. – ЛПИ им. Калинина. – Л., 1980. – 24 с.

48. Пат. 57-61917 Япония. Рабочее колесо центробежного насоса / Н. Кат – № 47-13163; заявл. 04.02.72; опубл. 27.12.82.

49. Миямото Х. Влияние дополнительных укороченных лопаток рабочего колеса центробежного насоса на его характеристику [Текст]/ Х. Миямото, Ю.Накашима, Х. Охба. // Ни хон кикай гаккай ромбунсю. – 1991. – № 534. – с. 569-574.

50. А.с. 1011909. Рабочее колесо центробежного насоса / Ю.А. Бородаев, Е.В.Грехиев, Е.В.Чирьев – № 3320360/25-06; заявл. 15.07.81; опубл. 23.08.91, Бюл. № 14. – 4 с.

51. А.с. 989157. Рабочее колесо центробежного компрессора / Г.Ф.Великанов, К.Б. Саранцев и др. – № 3304435/25-06; заявл. 11.06.81; опубл. 14.02.83, Бюл. № 2. – 3 с.

52. А.с. 1073495. Рабочее колесо центробежной турбомшины / А.А.Жарковский, С.Н. Шкрабуль – № 3524623/25-06; заявл. 21.12.82; опубл. 30.06.84, Бюл. № 6. – 2 с.

53. Шкрабуль С.Н. Применение двухъярусных рабочих колёс в насосостроении [Текст]/ С.Н. Шкрабуль, С.Н.Жарковский. // Энергомашиностроение. – 1987. – № 8. – с. 14-16.

54. А.с. 1320524. Рабочее колесо центробежного компрессора / А.Н.Шерстюк, В.В. Ницкевич, Д.В. Перлов – № 3906043/25-06; заявл. 09.04.85; опубл. 13.08.87, Бюл. № 24. – 2 с.
55. Пат. 50024461 США. Рабочее колесо компресора со смещенными относительно середины укороченными лопатками / М.Я. Янг, А.Г. Страбл, У.С. Швитцер. – № 470811; заявл. 26.01.90; опубл. 26.03.91.
56. Lindner E. Stromungsuntersuchungen an diagonalen Verdichterlaufradern mit Spaltgitterbeschaufelung [Text]/ E.Lindner, V.Kramer. // Maschinenbautechnik. – 1985. – № 11. – с. 507-511.
57. Князева Е.Г. Некоторые результаты исследования двухъярусных рабочих колёс насосов для систем ППД [Текст]/ Е.Г.Князева. // Хим. и нефтегаз. машиностроение – 2011. – № 1. – с. 34-36.
58. Князева Е.Г. К вопросу повышения напора многоступенчатого насоса при уменьшении радиальных габаритов проточной части [Текст]/ Е.Г.Князева. // Территория «Нефтегаз» – 2011. – № 9. – с. 40-42.
59. Чернявский Л.К. Определение густоты многоярусных и многорядных круговых лопаточных решеток [Текст]/ Л.К. Чернявский. Компрессорная техника и пневматика. – 2010. – № 5, – с 10-13.
60. Синенко А.Ю. Повышение эффективности высоконапорного центробежного насоса с уменьшенными габаритами: автореф. дис... канд.. техн. наук : 05.193 / А.Ю. Синенко – Сумы, 1972. – 21 с.
61. Шкрабуль С.Н. Экспериментальное исследование потока в рабочем колесе центробежного компрессора с различными профилями лопаток [Текст]/ С.Н. Шкрабуль. // Труды ЛПИ. – 1962. – № 221. – с. 147-158.
62. Жуков В.М. Некоторые результаты исследования шнекоцентробежных ступеней с двухрядными решетками шнека [Текст]/ В.М.Жуков, В.А.Куценко, В.П.Бражник, В.П.Авдеенко. // Известия вузов. Сер. Энергетика. – 1985. – № 11. – с. 74-77.

63. А.с. 1141221. Рабочее колесо центробежного насоса / А.Ю. Синенко, В.С.Смирнов, О.В. Байбаков – № 3550230/25-06; заявл. 09.02.83; опубл. 19.07.85, Бюл. № 7. – 3 с.
64. Байбаков О.В. О применении двухрядной решетки профилей в рабочем колесе высокооборотного центробежного насоса [Текст]/ О.В.Байбаков, А.Ю.Синенко. // Известия вузов. Сер. Машиностр. – 1989. – № 8. – с. 62-64.
65. Синенко А.Ю. К вопросу о проектировании двухъярусных рабочих колёс центробежных насосов [Текст]/ А.Ю.Синенко, В.С.Смирнов, С.Ф.Торопчин, О.В.Байбаков,. // Известия вузов. Сер. Машиностр. – 1986. – № 7. – с. 33-40.
66. Михайлов А.К. Влияние формы выходной кромки лопастей колеса на характеристику центробежного насоса [Текст]/ А.К.Михайлов. // Труды ВИГМ. – 1960. – № 25. – с. 10-18.
67. Bert V. Pipeline centrifugal pumps [Text]/ V. Bert. // Turbomash. Int. – 1986. – № 4. – с. 23-26.
68. Сериков С.С. Новые рабочие органы питательных насосов с непрерывно падающей формой напорной характеристики [Текст]/ С.С.Сериков, А.К.Тимшин. // Энергомашиностроение. – 1965. – №2. – с. 34-42.
69. Певзнер Б.М. Судовые центробежные и осевые насосы [Текст]/ Б.М.Певзнер – Л.: Судпромгиз, 1958. – 245с.
70. А.с. 1302030 Лопасть рабочего колеса центробежного насоса / Л.Е.Чегурко, Б.А. Габов. – № 3857354/25-06; заявл. 05.02.85; опубл. 07.04.87, Бюл. № 13. – 2 с.
71. Богун В.С. Изменение напора центробежного рабочего колеса путем запиловки выходных кромок лопастей [Текст]/ В.С. Богун, П.В. Пугачев, С.А. Шумилин, А.А. Жарковский. //Компрессорная техника и пневматика. – 2010. – №2, – с 18-21.
72. Богун В.С. Способы повышения экономичности и ресурса питательных насосов для ТЭС с энергоблоками мощностью 250-1200 МВт : автореф. дисс. ... канд. техн. наук : 05.04.13/ В. С. Богун. – СПб., 2011. – 16 с.

73. А.с. 2448278 Лопасть рабочего колеса центробежного насоса / П.В.Пугачев, С.А. Шумилин и др. – № 3647954/25-06; заявл. 15.12.09; опубл. 17.04.11, Бюл. № 13. – 3 с.
74. Брочер К. Компрессорная решетка профилей со струйными закрылками [Текст]/ К. Брочер // Труды американского общества инженеров-механиков. Сер. Энергетические машины и установки. – 1961. – №3. – с. 110-117.
75. Прандтль Л. Гидромеханика [Текст]/ Л. Прандтль – М.: Изд. Иностран. Лит., 1949. – 520 с.
76. Фабрикант Н.Я. Аэродинамика [Текст]/ Н.Я. Фабрикант – М.: Наука, 1964. – 814 с.
77. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя [Текст]/ Г. Шлихтинг – М.: Наука, 1974. – 711 с.
78. Терещенко Ю.М. Аэродинамика компрессорных решеток [Текст]/ Ю.М.Терещенко – М.: Машиностроение, 1979. – 118 с.
79. Хиндли К. Лучшее самолетное крыло – сетчатое [Текст]/ К. Хиндли. // За рубежом. – 1982. – №12 – с. 11-19.
80. Хескенстад Д. Схема отсоса потока применительно к течению с внезапным расширением [Текст]/ Д. Хескенстад. // Труды американского общества инженеров-механиков. Сер. Энергетические машины и установки. – 1968. – №4. – с. 115-133.
81. Furuya Y. The loss of flow in the conical diffusers with suction at the entrance [Text]/ Furuya Y., Sato T., Kushida T. // Bulletin of JSME. –1966. – № 9. – p. 131-137.
82. Arnold K.O. Untersuchungen uber die Auftriebserhöhung eines Klappenflügels durch Schlitzabsattung [Text]/ K.O. Arnold // Z. Flugwiss, –1968. – № 2. – s. 38-56.
83. Acosta A.J. Experimental and Theoretical Investigation of Two-Dimensional Centrifugal Pump Impellers [Text]/ A.J.Acosta // Trans. of the ASME. –1954. – № 76. – p. 749-765.

84. Acosta A.J. An Experimental Study of Centrifugal Pump Impellers [Text]/ A.J.Acosta, R.D.Bowerman // Trans. Of the ASME. – 1957. – № 79. – p. 1821-1839.
85. Bradshaw P. The analogy between streamline curvature and buoyancy in turbulent shear flow [Text]/ P.Bradshaw // J. of Fluid Mechanics. – 1969. – № 36. – p. 177-191.
86. Clarc E. L. An experimental study of jet-flap compressor blades [Text]/ E.L.Clarc, D.E. Ordway // J. of Aero-space science. – 1959. – № 26. – p. 193-206.
87. Dean R.C. On the Unresolved Fluid Dynamics of the Centrifugal Compressors [Text]/ R.C. Dean // ASME Special Publication. – 1971, – p. 1-55.
88. Dean R. C. Rotating Wakes in Vaneless Diffusers [Text]/ R.C. Dean, Y.Senoo // J. of Basic Engineering. Trans. Of the ASME. Ser. D, Step. – 1960. – № 82. – p. 563-574.
89. Doge K. Design and Experimental Investigation Of Straight Vane Cascades with Boundary Layer Suction through a Slot on the Profile Suction Side [Text]/ K.Doge // Proceeding of the sixth conference on fluid machinery. – Budapest: Akademiai Kiado. – 1979. – № 1. – p. 331-345.
90. Doge K. Untersuchung von geraden Schaufelgittern mit Grenzschichtle in flussung durch Ausblasen [Text]/ K.Doge // Maschinenbautechnik. – 1974. – № 1. – s. 29-34.
91. Doge K. Hochdruckaxiallufte mit Grenzschichtle flussung durch Ausblus und Absaugschlitze [Text]/ K.Doge // Maschinenbautechnik. – 1976. – № 2. – s. 65-71
92. Doge K. Teillastuntersuchungen ain Spaltgitterlufte [Text]/ K.Doge // Maschinenbautechnik. – 1979. – № 2. – s. 65-90.
93. Doge K. Hochdruckaxiallunfte mit Spaltgitterbeschaufelung [Text]/ K.Doge // Maschinenbautechnik. – 1975. – № 12. – s. 562-566.
94. Pat. 230-1134 USA Blade element for rotary fluid machines / E.J.Bride – № 597.510; z. 03.12.50; p. 12.03.52.

95. Pat. 895.984 FRG Ausbildung der stromung in den Laufradern von radialoder halbradialgeblasen / M.Schaefer – № 345726; z. 20.07.51; p.11.15.53.
96. Авдеев Н.П. Исследование пространственного пограничного слоя и методов управления им в рабочих процессах центробежных компрессоров: Автореферат дисс...канд. техн. наук: 05.04.13/ Н.П. Авдеев – Л., 1974. – 17 с.
97. Шкарбуль С. Н. Исследование влияния управлением пограничным слоем в центробежных колесах на их эффективность [Текст]/ С.Н. Шкарбуль // Энергомашиностроение. – 1976. – №6. – с. 16-18.
98. Lachman G. V. Boundary layer and Flow control [Text]/ G.V. Lachman. – London: Pergamon Press, 1961, 114 p.
99. Миколайчик В.Г. Течение в компрессорных решетках щелевых профилей [Текст]/ В.Г.Миколайчик. // Изветия вузов. Сер. Энергетические машины и установки. – 1970. – №1. – с. 69-78.
100. Mikolajszak A.A. Flow through cascades of slotted compressor blades [Text]/ A.A.Mikolajszak, H.D.Weingold, J.P.Nikkanen // Paper. Amer. Snc. Mech. Hng. – 1969. – № 6. – p. 10-15.
101. Lindner E. Untersuchungsergebnisse zur Radialradstromung [Text]/ E.Lindner. // Wiss. Z. Techn. Univ. Dresden. – 1984. – № 4. – с. 295-302.
102. Пат. 102007024840 ФРГ. Многопрофильная лопасть для осевых, полуосевых и радиальных компрессоров, вентиляторов и насосов / Rolls-royce Deutschland Ltd & Co KG. – № 102007024840.9; заявл. 29.05.07; опубл. 04.12.08.
103. Филлипович С.А. Влияние разгрузочных щелей лопаток рабочих колёс на эксплуатационные качества центробежных насосов [Текст]/ С.А.Филлипович. // Энергомашиностроение. – 1963. – № 5. – с. 64-70.
104. А.с. 1224457 Рабочее колесо центробежного насоса / О.В.Байбаков, А.Ю.Синенко. – № 377825/25-06; заявл. 02.08.84; опубл. 15.04.86, Бюл. № 14. – 2 с.

105. А.с. 2449179 Рабочее колесо центробежного компрессора / С.Г.Коханов, С.Л.Русланов и др. – № 478732/25-06; заявл. 08.05.08; опубл. 14.06.11, Бюл. № 18. – 2 с.
106. Лакшминараяна В. Гидродинамика входных устройств насосов [Текст]/ В.Лакшминараяна // Теоретические основы. – 1982. – №4. – с. 67-75.
107. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры [Текст]/ Б. Эккерт – М.: Машгиз, 1959. – 678 с.
108. Родионов В.А., Храмин М.Ф. Проблемы создания водометных движителей судов на подводных крыльях [Текст]/ В.А. Родионов, М.Ф.Храмин // Судостроение. – 1976. – №8. – с. 10-15.
109. Пат. 7399161 США. Центробежный вентилятор / Ю-Ч. Као, Ц-Л. Лин, К-Ч. Лин, В-Ш. Хван. – № 10/963621; заявл. 14.10.04; опубл. 15.07.08.
110. Жумагулов Н.Ж. Исследование работы консольного центробежного насоса К 45/30 при различных загибах лопаток рабочего колеса: автореф. дисс. канд. техн. наук: 05.04.13/ Н.Ж. Жумагулов. – Алма-Ата., 1988. – 16 с.
111. А.с. 1413287. Рабочее колесо центробежного компрессора / Л.М.Дружкова, А.И.Апанасенко, С.Н. Сеницын – № 4131101/25-06; заявл. 23.07.86; опубл. 12.09.88, Бюл. № 28. – 2 с.
112. Дружкова Л.М. Экспериментальное исследование высоконапорных рабочих колёс для сменных проточных частей нагнетателя Ц-6,3 [Текст]/ Л.М.Дружкова. // Эксплуатат. и надеж. газотранс. оборуд. – 1985. – с. 163-168.
113. А.с. 1038612. Рабочее колесо центробежного компрессора / И.М.Коршин, Л.С. Дворский – № 32121412/25-06; заявл. 04.12.80; опубл. 21.10.83, Бюл. № 32. – 2 с.
114. Пат. 59-192898 Япония. Рабочее колесо центробежного насоса / Н. Итояма, Янаги Х. – № 58-67430; заявл. 15.04.83; опубл. 01.11.84.
115. Мандрыка А.С. Оптимизация реверсивных насосных решеток с применением планирования эксперимента при поиске оптимальных условий

- [Текст]/ А.С. Мандрыка. // Энергетическое машиностроение. – 1972. – № 16. – с. 112-118.
116. А.с. 1231273. Рабочее колесо центробежного насоса / О.В.Байбаков, В.А.Головин, А.Ю.Синенко. – № 3815251/25-06; заявл. 23.11.84; опубл. 15.05.86, Бюл. № 18. – 2 с.
117. Лойцянский Л.Г. Механика жидкости и газа [Текст] / Л.Г. Лойцянский. – М. : Наука. гл. ред. физ.- мат. лит., 1987 – 840 с.
118. Елин А.В. Тестирование пакета CFX-5 на примерах течения жидкости и газа в проточных частях насосов специализации «ВНИИАЭН»: формулировка цели, постановка задач и выбор объектов исследования [Текст]/ А.В. Елин, А.Н. Кочевский, В.Н. Коньшин. // Компрессорная техника и пневматика. – 2007. – №4, – с 13-18.
119. ANSYS CFX 11.0 Solver Theory. Release 11.0 [Электронный ресурс], 2008. – 261 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.
120. ANSYS CFX 11.0 Solver Models. Release 11.0 [Электронный ресурс], 2008. – 549 p. – Режим доступа : <http://www.ansys.com>.
121. Launder B. E. The Numerical Computation of Turbulent Flows [Text] / В.Е. Launder, D. В. Spalding // Comp. Meth. Appl. Mech. Eng. – 1974. – №3. – p. 269–289.
122. ГОСТ 6134-2007. Насосы динамические. Методы испытаний [Текст]. – Взамен ГОСТ 6134-87; введ. 2008-06-01. – М.: Стандартиформ. – 30 с. – (Межгосударственный стандарт).
123. ГОСТ 8.586.1-5-2005. Измерение расхода и количества жидкостей и газов с помощью стандартных сужающих устройств [Текст]. – введ. 2007-07-01. – М.: Стандартиформ. – 26 с. – (Межгосударственный стандарт).
124. Яременко О.В. Испытания насосов. Справочное пособие. [Текст] / О.В.Яременко. – М.: Машиностроение, 1976. – 225 с.
125. Повх И.Л. аэродинамический эксперимент в машиностроении [Текст] / И.Л. Повх. – Л.: Машиностроение, 1974. – 480 с.

126. Лабораторный курс гидравлики, насосов и гидропередат. Учебное пособие для машиностроительных вузов [Текст] // Под ред. С.С. Руднева, Л.Г. Подвидза. – М. : Машиностроение, 1974. – 416 с.
127. Галеркин Ю.Б. Методы исследования центробежных компрессорных машин [Текст] / Ю.Б. Галеркин, Ф.С. Рекстин. – Л. : Машиностроение, 1969. – 304 с.
128. Герман В.Ф. Создание и исследование сточно-массных свободновихревых насосов повышенной экономичности: автореф. дисс. ... канд. техн. наук : 05.04.13/ В. Ф. Герман. – М., 1985. – 15 с.
129. Львовский Е.Н. Статические методы построения эмпирических формул [Текст] / Е.Н. Львовский. – М.: Высшая школа, 1988. – 239 с.
130. Адлер Ю.П. Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий [Текст] / Ю.П. Адлер, Е.В. Маркова, Ю.В. Грановский. – М.: Наука, 1976. – 279 с.
131. Спиридонов А.А. Планирование эксперимента при исследовании технологических процессов [Текст] / А.А. Спиридонов. – М.: Наука, 1981. – 279 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ



ИСЛАМСКАЯ РЕСПУБЛИКА ИРАН

Gity Tejarat Yadman Co.

Акт

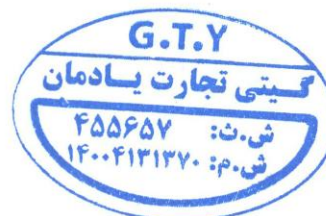
внедрения результатов диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук ведущего специалиста кафедры прикладной гидроаэромеханики
Сумского государственного университета
Ратушного Александра Валерьевича

г. Тегеран

30.07.2014

Данным актом удостоверяется, что рекомендации по проектированию рабочих колес повышенного напора, разработанные в диссертационной работе Ратушного А.В., внедрены для модернизации насосов, используемых компанией Gity Tejarat Yadman Co.

Президент



Farshid.Pakdel

ЗАТВЕРДЖУЮ
 Голова правління директор
 ВАТ «ВНЦАЕН» к.т.н.
 А.А. Давиденко
 « 02 » _____ 2015 р.



АКТ

про впровадження матеріалів дисертаційної роботи
 на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук
 Ратушного Олександра Валерійовича

м. Суми

« 17 » _____ 02 _____ 2015 р.

Даним актом засвідчується те, що отримані у ході дослідження результати дисертаційної роботи Ратушного О.В., прийняті до уваги та будуть використані при необхідності суттєвого (до 15-30%) підвищення напірності ступеня багатоступеневого динамічного насоса зі збереженням його масогабаритних показників.

Завідувач науково-дослідного відділу проточних частин, к.т.н.

 С.О. Лугова

Головний конструктор, к.т.н.

 О.С. Косторной

Перший заступник голови правління-директора – технічний директор, к.т.н.

 А.А. Руденко

ТОВ "НЕОХИМ В"

40012, Україна, Сумська обл. м. Суми, вул. Харківська п/в 12
 тел. (0542) 68-33-13, 68-33-91 факс (0542) 68-33-92, 68-33-94
 ЄДРПОУ 33813241 Св. 25784827 ІНН 338132418190
 СФ ПАО КБ "Приват Банк", р/р 26001060497500 МФО 337546

УТВЕРЖДАЮ:
 Директор ООО «Неохим В»
 Базарный А.В.
 09.01 2015 г.

Акт

внедрения результатов диссертационной работы на соискание ученой степени кандидата технических наук ведущего специалиста кафедры прикладной гидроаэромеханики

Сумского государственного университета

Ратушного Александра Валерьевича

г. Сумы

09.01 2015 г.

Данным актом удостоверяется, что результаты диссертационной работе Ратушного А.В. внедрены для модернизации химических насосов Х 45/31, эксплуатируемых ООО «Неохим В».

Главный механик

Дмитренко А.Д.

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
СУМСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

ЗАТВЕРДЖУЮ:

Перший проректор,
проректор з навчальної роботи
доц. В.Д. Карпуша
« 02 » / 2015 р.

АКТ

02 березня 2015 р.

м. Суми

Про впровадження
результатів дисертаційної роботи
Ратушного О.В. у навчальний процес.

Складений комісією у складі:

Голова комісії – декан факультету ТЕСЕТ, доцент кафедри прикладної
гідроаеромеханіки, канд. техн. наук О.Г.Гусак:
– завідувач кафедри прикладної гідроаеромеханіки, професор, канд.
техн. наук І.О. Ковальов;
– доцент кафедри прикладної гідроаеромеханіки, канд.
техн. наук О.І. Котенко.

Встановлено, що в процесі підготовки дисертаційної роботи здобувач
кафедри прикладної гідроаеромеханіки Ратушний О.В. на тему «Підвищення
напірності ступеню відцентрового насоса шляхом удосконалення лопатевої
гратки робочого колеса» (науковий керівник – к.т.н., проф. Ковальов І.О.) у
навчальний процес впроваджено наступне:

- результати досліджень використовуються викладачами кафедри при
викладанні для студентів спеціальності «Гідравлічні машини,
гідроприводи та гідропневмоавтоматика» курсів «Гідродинамічні
машини та передачі», «Теорія турбомашин» та «Розрахунок та
проекування насосів»;
- розроблена здобувачем методика чисельних досліджень
використовується студентами спеціальності «Гідравлічні машини,
гідроприводи та гідропневмоавтоматика» при підготовці курсових та
випускних робіт.

Голова комісії

Члени комісії:



О.Г. Гусак



І.О. Ковальов

О.І. Котенко