

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации  
Федеральное государственное автономное образовательное учреждение  
высшего образования

«Южно-Уральский государственный университет (НИУ)»  
Факультет Машиностроения  
Кафедра «Гидравлика и гидропневмосистемы»

РАБОТА ПРОВЕРЕНА

Рецензент

\_\_\_\_\_ 2020 г.

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ

Заведующий кафедрой

\_\_\_\_\_ / Е.К. Спиридонов  
\_\_\_\_\_ 2020 г.

Моделирование рабочего процесса модернизированного центробежного колеса

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА К ВЫПУСКНОЙ КВАЛИФИКАЦИОННОЙ НИР  
ЮУРГУ-150402.2020.256 ПЗ ВКР

Руководитель работы, ст. пр.

\_\_\_\_\_ / Д.Л. Лернер  
\_\_\_\_\_ 2020 г.

Автор работы

студент группы П-266

\_\_\_\_\_ М.С.Лепеха  
\_\_\_\_\_ 2020 г.

Нормоконтролер, к.т.н.

\_\_\_\_\_ / А.В. Подзерко  
\_\_\_\_\_ 2020 г.

## РЕФЕРАТ

Лепёха М.С. Моделирование рабочего процесса модернизированного рабочего колеса центробежного насоса — Челябинск: ЮУрГУ, М, П-266, 2020. — 63 с., 25 ил., 10 табл., библиогр. список — 16 наим., 2 прил., 3 л. плакатов ф. А1.

Рабочее колесо, модернизация, насос центробежный, гидросистема, численное моделирование.

Объектом исследования является рабочее колесо центробежного насоса.

Цель работы — моделирование рабочего процесса для спроектированного и модернизированных рабочих колёса в реальных условиях.

Для достижения цели ВКР решены следующие задачи

- проанализировать существующие патенты на модернизацию рабочих колёс лопастных насосов;
- разработать рабочее колесо по заданным параметрам;
- смоделировать рабочий процесс для проектируемого рабочего колеса;
- модернизировать рабочее колесо и смоделировать рабочий процесс для идентичных параметров;
- улучшить модернизированное рабочее колесо типа «Shurricane».

Область применения — водоснабжение, водоотведение, насосные станции; компании, производящие центробежные насосы.

Степень внедрения — можно внедрять с незначительными доработками и модернизациями в области технологии изготовления.

## ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	10
1.ОБЗОР РАБОЧИХ КОЛЁС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ .....	11
1.1 Конструктивные разновидности рабочих колёс. ....	11
1.2 Патентный обзор рабочих колёс центробежных насосов .....	13
1.2.1 Задание на проведение патентных исследований.....	13
1.2.2 Регламент поиска.....	13
1.2.3 Отчёт о поиске .....	16
1.2.4 Результаты анализа патентной информации .....	21
Выводы по разделу.....	21
2. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА .....	22
2.1 Определение числа ступеней насоса и числа потока жидкости в нём. ....	22
2.1.1 Определение коэффициента быстроходности. ....	22
2.1.2 Предварительная оценка к.п.д. насоса. ....	22
2.1.3 Определение наружного диаметра колеса и его ширины. ....	22
2.1.4 Выбор числа лопаток рабочего колеса и толщины лопастей. ....	23
2.2 Расчёт основных геометрических параметров рабочего колеса .....	23
2.2.1 Определение геометрических параметров на входе в рабочее колесо.....	23
2.2.2 Определение геометрических параметров на выходе из рабочего колеса	28
2.2.3 Основные размеры рабочего колеса.....	30
2.2.5 Профилирование поверхности лопасти .....	31
2.3 3-D модель рабочего колеса .....	33
2.4 Выбор типа и расчёт подводящего устройства .....	34
2.5 Расчёт спирального отвода круглого сечения.....	34
2.6 3-D модель центробежного насоса .....	35
Выводы по разделу.....	36

3 МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА.....	37
3.1 Преимущества моделирования .....	37
3.2 Выбор программного пакета.....	37
3.3 Описание численного эксперимента.....	38
3.4 Рабочее колесо закрытого типа.....	44
3.5 Модернизированное рабочее колесо закрытого типа.....	47
3.6 Усовершенствование рабочего колеса.....	53
Выводы по разделу.....	57
ЗАКЛЮЧЕНИЕ .....	59
БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК .....	60
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	62
ПРИЛОЖЕНИЕ А. ПЛАНЫ СКОРОСТЕЙ И ПРОФИЛИРОВАНИЕ ПОВЕРХНОСТИ ЛОПАСТИ.....	62
ПРИЛОЖЕНИЕ Б. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА.....	63

## ВВЕДЕНИЕ

В существующих реалиях мирового рынка насосных станций, заказчиком предъявляется ряд жёстких требований к производителю. Такие как:

- увеличенная наработка на отказ насосных агрегатов;
- уменьшение габаритов насосных станций, с соблюдением всех норм СП;
- высокое качество изготавливаемой продукции;
- снижение нагрузок на ключевые комплектующие насосных агрегатов.

В большинстве насосных станций, производимых и проектируемых ООО «ЧКЗ», используются центробежные насосы. В жёстких условиях импортозамещения, необходимо разработать и подобрать такое оборудование, которое по своим характеристикам ничуть не хуже зарубежных производителей.

К сожалению, центробежные насосные агрегаты отечественных производителей зачастую значительно уступают по качеству производимой продукции зарубежным компаниям, таким как Grundfos, Ebara, Wilo, KSB. Поэтому необходимо оценить возможность внедрения зарубежных технологий производства насосных агрегатов на отечественное производство.

Обеспечение и дальнейшее повышение качества техники, как и любой другой продукции или услуг, являются первостепенными факторами успешной деятельности любого предприятия или организации, так как продукцию производят в расчёте на удовлетворение требований потребителя. Поэтому качество техники проявляется в её потребительских свойствах, каждое из которых характеризует технику только с какой-либо одной стороны, а полное представление о качестве техники в целом может дать лишь определённая совокупность её потребительских свойств.

Таким образом, необходимо проанализировать, как изменение формы рабочего колеса может привести к столь значительным изменениям работы агрегата в целом.

## 1. ОБЗОР РАБОЧИХ КОЛЁС ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

### 1.1 Конструктивные разновидности рабочих колёс.

Одним из основных элементов проточной части всех лопастных насосов является рабочее колесо. Под основной задачей рабочего колеса понимается преобразование механической энергии вращения вала в энергию потока жидкости.

В основном, рабочие колёса центробежных насосов изготавливают методом отливки. Небольшие колёса различных тихоходных насосов с узкими каналами изготавливают сборкой. При таком методе изготовления, штампованные лопасти привариваются к литым ведущему и ведомому дискам. Изготовление путём сборки даёт возможность произвести колесо более точно (провести более тщательную обработку каналов между лопастями). Такой метод позволяет уменьшить гидравлические потери и увеличить стойкость рабочего колеса к эрозии и коррозии.

Рабочие колёса для центробежных насосов изготавливают с 6-8 лопастями. Осевые центробежные насосы – с 3-5 лопастями.

Для канализационных и иных насосов, перекачивающих жидкость с механическими примесями, рабочие колёса имеют 2-4 лопасти, при этом ширина рабочего колеса увеличивается. Такая конструкция позволяет препятствовать закупориванию каналов, за счёт увеличения площади проходов между лопастями.

Рабочие колеса могут выполняться с односторонним и двусторонним входом. Рабочее колесо, которое имеет двусторонний вход, в конструкции имеет два ведомых диска и один ведущий диск, в котором расположена ступица. Такие колёса позволяют жидкости входить в рабочую полость с двух сторон, а выходить – из одной.

Входящая жидкость подается на рабочее колесо из всасывающей трубы. Подход должен обеспечивать равномерное распределение скоростей на входе в колесо. Если скорость на входе в колесо распределена неравномерно, то треугольники скорости и, следовательно, углы  $\beta_1$  наклона относительной скорости различны для разных потоков. В этом случае при любой установке входного элемента лопатки на некоторые приемы получаются чрезмерно большие углы атаки, приводящие к отрыву потока от лопатки. (Угол атаки - это угол между лезвием и относительной скоростью на входе). В этом случае возникают дополнительные гидравлические потери и локальное снижение давления, в результате чего допустимая высота всасывания насоса уменьшается. [1]

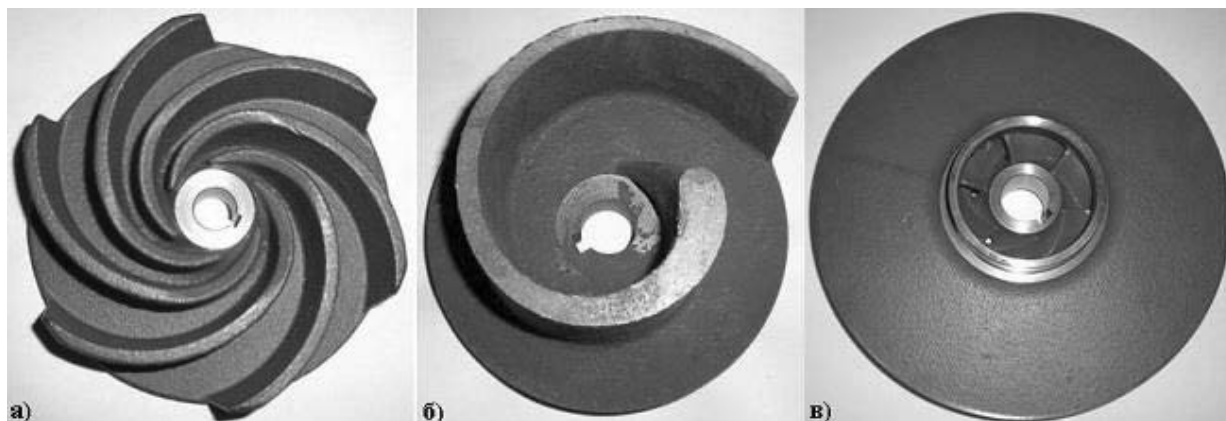


Рисунок - 1. Различные конструкции рабочих колёс центробежных насосов:  
а).открытое; б).полузакрытое; в).закрытое.

По конструкции, рабочие колёса делятся на несколько типов:

- 1).Открытое;
- 2).Закрытое;
- 3).Полузакрытое.

Открытое колесо состоит из одного диска и лопастей, находящихся на его поверхности. Количество лопастей в таких крыльчатках чаще всего бывает либо четыре, либо шесть. Они очень часто применяются там, где необходим низкий напор, а рабочая среда загрязненная или содержит маслянистые и твердые включения. Данная конструкция колеса удобна для очистки его каналов. К.п.д. открытых колес маленький и составляет примерно 40%. Наряду с указанным недостатком открытые рабочие колеса имеют существенные преимущества, они менее всего подвергаются засорению и их легко очистить от грязи и налета в случае засорения. И еще, данная конструкция колеса характеризуется высокой износостойкостью к абразивным составляющим перекачиваемой среды (песок).

Закрытое колесо состоит из двух дисков, между которыми располагаются лопасти. Такой тип колеса наиболее часто применяется в центробежных насосах, так как они создают хороший напор, и у них минимальные утечки жидкости из выхода на вход. Количество лопастей в колесе влияет на эффективность работы насоса в целом. Кроме того, количество лопастей влияет и на крутизну рабочей характеристики. Чем больше лопастей, тем меньше пульсации давления жидкости на выходе из насоса. Существуют различные способы посадки колес на вал насоса.

Полузакрытое колесо отличается от закрытого тем, что у него отсутствует второй диск, а лопасти колеса с небольшим зазором прилегают непосредственно к корпусу насоса выполняющего роль второго диска. Полузакрытые колеса применяются в насосах, предназначенных для перекачивания сильно загрязненных жидкостей (илов или осадка).

Как известно, рабочее колесо или крыльчатка является основным элементом насоса. Рабочее колесо определяет основные технические характеристики и параметры насоса. Срок эксплуатации и использования насосов во многом зависит от срока службы рабочих колес. На срок службы крыльчатки влияет много факторов, наиболее значимые из них, это качество выполненного монтажа и условия эксплуатации оборудования.

Казалось бы, что тут сложного, подключил трубу или шланг на всасывающий и напорный патрубки, заполнил насос, и всасывающий патрубок водой, включил вилку в розетку и все хорошо. Насос начал подавать воду и на этом можно пожинать плоды своего труда. Так кажется на первый взгляд, а на самом деле все намного сложнее. От качества выполненного монтажа очень сильно зависит и срок службы оборудования, и условия его эксплуатации. Самые распространенные ошибки при монтаже:

-подсоединение трубы меньшего диаметра, чем входной патрубок насоса. Это приводит к тому, что увеличивается сопротивление во всасывающей магистрали и соответственно приводит к уменьшению глубины всасывания насоса и его производительности. Заводы производители насосного оборудования рекомендуют увеличивать диаметр всасывающей магистрали на один типоразмер при глубине всасывания свыше 5 метров. Усечение диаметра всасывающего трубопровода приводит также к потере производительности насоса. Усеченный всасывающий трубопровод не в состоянии пропустить тот объем жидкости, которую может выдавать насос. Если к всасывающему патрубку насоса подсоединен шланг, то он в обязательном порядке должен быть гофрирован и подходящего диаметра; Простые шланги на всасывающий трубопровод подключать категорически запрещено. В этом случае за счет разряжения создаваемого рабочим колесом на всасывании шланг сжимается и происходит усечение всасывающей магистрали. Насос будет подавать воду в лучшем случае плохо, а в худшем совсем не подавать;

-отсутствие обратного клапана с сеточкой на всасывающей магистрали. При отсутствии обратного клапана, после выключения насоса, вода может уходить обратно в колодец или скважину. Эта проблема актуальна для насосов, у которых всасывающий трубопровод находится ниже оси всасывания насоса, или для насосов у которых всасывающий патрубок находится под давлением, при его остановке. Ось всасывания насоса является центр всасывающего патрубка; провисание трубы на горизонтальном участке или контр уклон от насоса во всасывающем трубопроводе. Данная проблема приводит к «завоздушиванию» всасывающего трубопровода и соответственно, к потере производительности насоса или полностью к прекращению его работы;

-большое число поворотов и изгибов на всасывании. Такой монтаж также приводит к увеличению сопротивления во всасывающем трубопроводе и соответственно к уменьшению глубины всасывания и производительности насоса;



Для исключения подобных ситуаций необходимо предупреждать такие случаи и устанавливать дополнительно защиту от работы оборудования в режиме «сухой ход». Об некоторых способах защиты можно узнать здесь. Также нужно проводить периодический осмотр и обслуживание оборудования, чтобы увеличить срок его эксплуатации. Во время осмотра надо обратить внимание на предмет подсоса воздуха (всасывающий трубопровод) и отсутствие утечек в соединениях и торцевом уплотнении. Это особенно актуально в тех случаях, когда насосное оборудование длительный срок простаивало и не эксплуатировалось. В случае обнаружения неполадок их надо устранить самостоятельно или пригласить специалиста из сервисного центра, если, например, возникла необходимость в замене механического торцевого уплотнения. Ремонт в таких случаях будет не долгим и не дорогим.

Гораздо сложнее и дороже ремонт стоит тогда, когда нужно будет поменять все внутренности насоса и, вдобавок, еще и статор перемотать. Ремонт в этом случае может стоить примерно столько, сколько стоит новый насос. Поэтому при обнаружении отклонений в работе оборудования (уменьшился напор и расход, появился шум при работе) надо тщательно обследовать и осмотреть всю систему самостоятельно и устранить неполадки. Следует добавить, что при проведении ремонта насосного оборудования, очень часто при замене рабочего колеса имеет место невозможность снятия рабочего колеса. Это актуально для насосов у которых рабочее колесо латунное, но с латунной вставкой либо чугунное с цилиндрической посадкой под шпонку. В процессе эксплуатации такие колеса «прикипают» к валу. Способствует этому также качество нашей воды, с большим содержанием солей жесткости или железа. Снять с вала такие колеса и при этом, ничего не повредив очень тяжело. Для снятия колес, следует сначала очистить их от накипи и отложений солей жесткости. Если после очистки рабочее колесо не снимается, следует применить «WD» средство, которое используется при проведении ремонта автомобилей или любую жидкую смазку, которая есть под рукой. За счет большой текучести жидкость «WD» проникает глубоко во все пустоты и поры, тем самым смачивая и смазывая рабочие поверхности. Затем при помощи втулки (втулка должна быть диаметром на 3-5 мм больше диаметра вала, но не выходить за пределы латунной вставки, это актуально для рабочих колес из пластика) и молотка попытаться сдвинуть рабочее колесо с его посадочного места. Обращать нужно также внимание и на сам вал, чтобы не повредить резьбу, на которую накручивается гайка, крепящая рабочее колесо. Затем берем молоток, втулку и проделываем процедуру описанную выше. Таких попыток может быть несколько, пока рабочее колесо не снимется. При правильном монтаже и соблюдении условий эксплуатации рабочее колесо или крыльчатка, как и сам насос, могут прослужить долго и надежно в течение многих лет.

## 1.2 Патентный обзор рабочих колёс центробежных насосов

### 1.2.1 Задание на проведение патентных исследований

Наименование работы (темы): Моделирование рабочего процесса модернизированного рабочего колеса центробежного насоса.

Шифр работы (темы): № 159753 Срок выполнения 01.10.2018 - 30.11.2019

Задачи патентных исследований: Определение уровня техники в области насосостроения.

Таблица – 1. Календарный план

Виды патентных исследований	Подразделения-исполнители (соисполнители)	Ответственные исполнители (Ф.И.О.)	Сроки выполнения патентных исследований. Начало. Окончание.	Отчетные документы
1	2	3	4	5
Отбор и анализ патентной документации с целью определения технического уровня	Кафедра гидравлика и гидропневмосистемы	Лепёха М.С.	01.10.2018- 25.10.2019	

### 1.2.2 Регламент поиска

Цель поиска информации: Отбор и анализ патентной и технической информации для определения технического уровня исследуемых объектов

Начало поиска 01.10.2018 г.

Окончание поиска 25.10. 2019 г.

Обоснование регламента поиска: Просмотр патентной (за 49 лет) и технической информации (за 10 лет) достаточен для определения развития уровня техники по исследуемому направлению.

Таблица – 2. Регламент поиска

Предмет поиска (объект исследования, его составные части, товар)	Страна поиска	Источники информации, по которым будет проводиться поиск			
		патентные		НТИ	
		Наименование	Классификационные рубрики: МПК (МКИ), МКПО, НКИ и другие	Наименование	Рубрики УДК и другие
1	2	3	4	5	6
Способы улучшения подачи центробежных насосов	СССР, РФ	Описания изобретений к авторским свидетельствам СССР и патентам СССР	F04D 13/12 (2006.01) F04C 11/00 (2006.01)	Реферативный журнал ВИНТИ серия «Машиностроение», «Гидравлика»	62-253.51., 62-987.

Продолжение таблицы – 2.

Источники информации, по которым будет проводиться поиск				Ретроспективность	Наименование информационной базы (фонда)
конъюнктурные		другие			
Наименование	Код товара ГС, СМТК, БТН	Наименование	Классификационные индексы		
7	8	9	10	11	12
Просмотр в рамках выполнения ВКР не требуется		Сборники НИР и ОКР серия “Машиностроение”	62-253.51.; 62-987.	Патентная информация – 49 лет (1970-2019 г.);  научно-техническая информация – 10 года (2009-2019 г.)	патентный фонд ЮУрГУ,  библиотеки ЮУрГУ,  электронные библиотеки,  Интернет,  ФИПС,

### 1.2.3 Отчёт о поиске

Поиск проведен в соответствии с заданием научного руководителя.

Регламентом поиска \_\_\_\_\_ от 01.10.18

Начало поиска 01.10.2018 г. Окончание поиска 10.10. 2019 г.

Сведения о выполнении регламента поиска (указывают степень выполнения регламента поиска, отступления от требований регламента, причины этих отступлений)

Поиск патентной и технической информации проведен в полном объеме.

Таблица – 3. Патентная документация

Предмет поиска (объект исследования, его составные части)	Страна выдачи, вид и номер охранного документа. Классифика- ционный индекс.	Заявитель (патенто-обладатель), страна. Номер заявки, дата приоритета, конвенцио-нальный приоритет, дата публикации.	Название изобретения (полезной модели, образца)	Сведения о действии охранного документа или причина его аннулирования (только для анализа патентной чистоты)
1	2	3	4	5
Способы улучшения рабочих характеристик рабочих колёс	РФ, п. 22516073 С1	Открытое акционерное общество "ЭНТЕХНО" (RU), Заявка: 2013105747/06, 12.02.2013	Химический вертикальный насос с рабочим колесом открытого типа	-

<p>Способы улучшения рабочих характеристик рабочих колёс</p>	<p>РФ, п. 156941 U1</p>	<p>Анохин Владимир Дмитриевич (RU) Заявка: 2015135626/06 24.08.2015 20.11.2015</p>	<p>Рабочее колесо промежуточной ступени центробежного насоса</p>	<p>-</p>
<p>Способы улучшения рабочих характеристик рабочих колёс</p>	<p>РФ, п. 2296864 C1</p>	<p>Государственное предприятие "Запорожское машиностроительное конструкторское бюро "Прогресс" имени академика А.Г. Ивченко (UA) Заявка: 2005125989/06, 15.08.2005 10.04.2007</p>	<p>Рабочее колесо осевой турбомашины</p>	<p>-</p>
<p>Способы улучшения рабочих характеристик рабочих колёс</p>	<p>РФ, п.2709404 C2</p>	<p>ИБАРА КОРПОРЕЙШН (JP). Авторы: ГРОППО Ренато (IT), БАЛЬБО Фабио (IT), МАТТЕАЦЦИ Мариано (IT), ОБУТИ Масаси (JP), САКИХАМА Дай (JP), КУРОИВА Со (JP).</p>	<p>Рабочее колесо для центробежных насосов</p>	<p>-</p>

<p>Рабочее колесо центробежного насоса</p>	<p>РФ, п.2611122 С1</p>	<p>Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования "Национальный исследовательский университет "МЭИ" (ФГБОУ ВПО "НИУ "МЭИ") (RU).</p> <p>Автор(ы): Парыгин Александр Гаврилович (RU), Волков Александр Викторович (RU), Рыженков Артем Вячеславович (RU), Наумов Андрей Вадимович (RU), Вихлянцев Александр Андреевич (RU).</p>	<p>Рабочее колесо центробежного насоса</p>	
<p>Модернизация рабочих колёс</p>	<p>РФ, п.2692941 С1</p>	<p>Общество с ограниченной ответственностью Научно-производственная фирма «АДЕС» (RU).</p> <p>Авторы: Тойбич Сергей Владимирович (RU), Нифантов Юрий Александрович (RU).</p>	<p>Рабочее колесо центробежного насоса для газожидкостых сред.</p>	

Таблица – 4. Научно-техническая, конъюнктурная, нормативная документация и материалы государственной регистрации (отчёты о научно-исследовательских работах).

Предмет поиска	Наименование источника информации с указанием страницы источника	Автор, фирма (держатель) технической документации	Год, место и орган издания (утверждения, депонирования источника)
1	2	3	4
Рабочие колёса гидромашин	1. Разработка и экспериментальная апробация научно-технических решений создания нефтепогружного электроцентробежного насоса нового поколения с повышенной эксплуатационной надежностью на основе применения новых материалов, высокооборотного привода и интеллектуальной системы управления// отчет о НИР № 14.607.21.0191 от 26.09.2017 (Минобрнауки РФ)	Сахвадзе Г.Ж., Воронин Н.А., Поляков А.Н., Сахаров А.В., Родионова Н.А., Шохин А.Е., Никифоров А.Н., Демидов С.М., Хасьянова Д.У., Смирнов Н.И., Кравчук К.С., Петухова Е.С., Пугачев М.С., Носова Н.Ю., Сахвадзе Г.Г., Свирин В.И..	2017



Продолжение таблицы – 4.

Рабочие колёса гидромашин	2. Разработка технологии и оборудования для снижения затрат электроэнергии на привод эксплуатирующихся насосов в системах водоснабжения и канализации// отчет о НИР № 02.526.11.6012 от 10.07.2009 .	Парыгин А.Г.	2009
Рабочие колёса гидромашин	3. Технология опытно-промышленного производства нанокерамических теплоизоляционных и легковесных высокотемпературных изделий на основе природного кремнийсодержащего сырья// отчет о НИР № 02.523.11.3015 от 25.08.2008 (Министерство образования и науки РФ)	Киселев В.Д.	2008

#### 1.2.4 Результаты анализа патентной информации

В соответствии с календарным планом ВКР был проведен патентно-информационный поиск. Запланированный регламент поиска выполнен в полном объеме. Результаты поиска позволяют сделать вывод, что разрабатываемые для конкретных условий конструктивные решения являются общеизвестными.

Поиск патентных документов по теме «Улучшение рабочих характеристик центробежных многосекционных насосов путём изменения стандартной геометрии рабочих колёс» проводился по следующим объектам:

- 1). Способы улучшения рабочих характеристик рабочих колёс
- 2). Рабочее колесо центробежного насоса
- 3). Модернизация рабочих колёс
- 4). Рабочие колёса гидромашин

Патентный поиск проводился по ключевым словам в патентном фонде Федерального Института Промышленной Собственности (Россия). При проведении патентного поиска использовался веб-ресурс патентного ведомства ФИПС. Исследовано более 4000 патентных документов, более детально проанализировано 30 заявок на изобретения/патентов. В результате выполненного исследования патентной ситуации по всем четырём объектам, установлено:

1. По тематике патентного исследования за последние 49 лет было подано/опубликовано небольшое (порядка 300) количество заявок на изобретение. В то же время, существует большое количество научных работ, статей по данному направлению, что говорит о преимущественно фундаментальном направлении исследований.
2. Патентообладателями большинства имеющихся патентов по теме исследования являются организации, научные институты, отдельные лица.
3. Результаты проведённого поиска свидетельствуют о большой заинтересованности в модернизации рабочих колёс центробежных насосов зарубежными организациями в коммерческих целях.

#### Выводы по разделу

Анализ технических решений, близких к объекту ВКР показал, что исследуемые объекты являются патентоспособными, но могут охраняться в режиме коммерческой тайны.

Основным отличием насосных агрегатов зарубежных производителей является усовершенствованная форма рабочих колёс, позволяющая снизить осевую нагрузку насоса при сохранении высокого КПД.

## 2. РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

2.1 Определение числа ступеней насоса и числа потока жидкости в нём.

2.1.1 Определение коэффициента быстроходности.

Найдём значение коэффициента быстроходности по исходным данным:

$$n_s = 3,65 \cdot n \cdot \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} = 3,65 \cdot 2950 \cdot \frac{\sqrt{30 \cdot 10^{-3}}}{110^{3/4}} = 54,9, \quad (2.1)$$

где  $n$  – частота вращения рабочего колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$Q$  – объёмный расход насоса,  $\text{м}^3/\text{с}$ ;

$H$  – напор насоса,  $\text{м}$ .

Для того, чтобы лопастной насос был высокоэкономичным, коэффициент быстроходности его лопастных колёс  $n_{sk}$  должен быть в пределах [2]:

$$40...50 < n_s < 250...300.$$

Видно, что значение коэффициента быстроходности удовлетворяет данному неравенству, поэтому выбираю насос одноступенчатый. Тогда коэффициент быстроходности колеса  $n_{sk}$ :

$$n_s = n_{sk}$$

2.1.2 Предварительная оценка к.п.д. насоса.

Предварительная оценка к.п.д. насоса может быть выполнена на основе формул Ломакина А.А [3]:

- внутренний механический к.п.д., учитывающий дисковые потери в насосе:

$$\eta_{мех} = \left(1 + \frac{820}{n_{sk}^2}\right)^{-1} = \left(1 + \frac{820}{54,9^2}\right)^{-1} = 0,786. \quad (2.2)$$

- объёмный к.п.д.:

$$\eta_o = \left(1 + \frac{0,68}{n_{sk}^{2/3}}\right)^{-1} = \left(1 + \frac{0,68}{54,9^{2/3}}\right)^{-1} = 0,955.$$

2.1.3 Определение наружного диаметра колеса и его ширины.

Определим наружный диаметр колеса  $d_2$ :

$$d_2 = K_2 \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_T}{n}}, \quad (2.3)$$

где  $K_2$  – коэффициент, равный:

$$K_2 = 9,35 \cdot \sqrt{\frac{100}{n_{sk}}} = 9,35 \cdot \sqrt{\frac{100}{54,9}} = 12,619. \quad (2.4)$$

$Q_T$  – расход фенола сквозь колесо, л/с:

$$Q_T = \frac{Q}{\eta_o} = \frac{30}{0,955} = 31,414. \quad (\text{л/с}) \quad (2.5)$$

$$d_2 = 12,619 \cdot \sqrt[3]{\frac{31,414 \cdot 10^{-3}}{2950}} = 0,278(\text{м}). \quad (2.6)$$

Примем  $d_2 = 280\text{мм}$ .

Определим ширину рабочего колеса на выходе  $b_2$ :

$$b_2 = K_B \cdot \sqrt[3]{\frac{Q_T}{n}}, \quad (2.7)$$

где  $K_B$  – коэффициент, равный:

$$K_B = 0,8 \cdot \sqrt{\frac{n_{sk}}{100}} = 0,8 \cdot \sqrt{\frac{54,9}{100}} = 0,593. \quad (2.8)$$

$$b_2 = 0,593 \cdot \sqrt[3]{\frac{31,414 \cdot 10^{-3}}{2950}} = 0,013(\text{м}). \quad (2.9)$$

Примем  $b_2 = 13\text{мм}$ .

#### 2.1.4 Выбор числа лопаток рабочего колеса и толщины лопастей.

В зависимости от коэффициента быстроходности  $n_{sk}$  и наружного диаметра  $d_2$  колеса, выбираем число лопаток  $z=8$  [2, табл.1 ]

Толщина лопаток  $\delta_2$  на выходе в зависимости от наружного диаметра  $d_2$  колеса равна  $\delta_2 = 4\text{мм}$  (8, табл. 2).

### 2.2 Расчёт основных геометрических параметров рабочего колеса

#### 2.2.1 Определение геометрических параметров на входе в рабочее колесо

При определении диаметра вала и втулки колеса предварительно рассчитывают следующие параметры рабочего колеса:

Приведённый диаметр входа в рабочее колесо  $d_{np}$  определим по формуле:

$$d_{np} = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_T}{\pi \cdot v_0}}, \quad (2.10)$$

где  $v_0$  – средняя скорость потока жидкости при входе в насос, определяется по формуле С.С. Руднева [8,19]:

$$v_0 = \alpha \cdot \sqrt[3]{Q_T \cdot n^2}, \quad (2.11)$$

$\alpha$  – коэффициент, принимаемый для ступеней со спиральным отводом равным:

$$\alpha = 0,06...0,08.$$

$\alpha$  – коэффициент, принимаемый для ступеней с лопастными отводами равным:

$$\alpha = 0,08...0,10.$$

Принимаю на данном этапе расчёта  $\alpha = 0,08$ , т.к. на данный момент не определился с выбором отвода

$$v_0 = 0,08 \cdot \sqrt[3]{31,414 \cdot 10^{-3} \cdot 2950^2} = 5,192 \text{ (м/с)}. \quad (2.12)$$

$$d_{np} = \sqrt{\frac{4 \cdot 31,414 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 5,192}} = 0,088 \text{ (м)}. \quad (2.13)$$

Принимаю  $d_{np} = 90 \text{ мм}$ .

Определение гидравлического к.п.д.:

$$\eta_z = 1 - \frac{0,42}{(\lg d_{np} - 0,172)^2} = 1 - \frac{0,42}{(\lg 90 - 0,172)^2} = 0,868. \quad (2.14)$$

где  $d_{np}$  – приведенный диаметр входа в рабочее колесо, мм;

Отсюда полный КПД находится по выражению:

$$\eta = \eta_{мех} \cdot \eta_z \cdot \eta_o = 0,786 \cdot 0,95 \cdot 0,868 = 0,652. \quad (2.15)$$

где  $\eta_{мех}, \eta_o$  смотри (2.2).

Определение мощности.

Для определения мощности насоса воспользуемся следующим выражением:

$$N = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H}{\eta} , \quad (2.16)$$

где  $\rho$  – плотность перекачиваемой жидкости, кг/м<sup>3</sup>:

$\rho = 1050$  для фенола;

$g = 9,81$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$$N = \frac{1050 \cdot 9,81 \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 110}{0,652} = 52,13 \text{ (кВт)}. \quad (2.17)$$

Максимальная расчётная мощность на валу насоса определяется по формуле:

$$N_{\max} = K \cdot N ,$$

где  $K$  – коэффициент запаса [2, табл. 4]:

$K = 1,10$ .

$$N_{\max} = 1,10 \cdot 52,13 = 57,343 \text{ (кВт)}. \quad (2.18)$$

Определим максимальный момент на валу насоса (рабочего колеса):

$$M_{\max} = \frac{30 \cdot N_{\max}}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 57,343}{\pi \cdot 2950} = 185,622 \text{ (Н} \cdot \text{м)}. \quad (2.19)$$

Диаметр вала в месте посадки колеса определяют упрощенным расчетом на кручение:

$$d_e \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,2 \cdot \tau_{\text{дон}}}} , \quad (2.20)$$

где  $\tau_{\text{дон}} = 150$  МПа – допустимое напряжение кручения материала вала (сталь 40Х) (7, табл. 17).

$$d_e \geq \sqrt[3]{\frac{185,622}{0,2 \cdot 150 \cdot 10^6}} = 18 \text{ (мм)}. \quad (2.21)$$

Примем  $d_e = 20 \text{ мм}$ .

Диаметр втулки (ступицы)  $d_{em}$  рабочего колеса вычисляют по формуле:

$$d_{em} = (1,2 \dots 1,25) \cdot d_g = (1,2 \dots 1,25) \cdot 20 = 24 \dots 25 \text{ (мм)}. \quad (2.21)$$

Примем диаметр ступицы  $d_{em} = 25 \text{ мм}$  конструктивно.

Длина ступицы:

$$l_{em} = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_{em} = (1,0 \dots 1,5) \cdot 25 = 25 \dots 37,5 \text{ (мм)}. \quad (2.22)$$

Примем длину ступицы  $l_{em} = 35 \text{ мм}$  конструктивно.

Диаметр входной горловины  $d_0$ :

$$d_0 = \sqrt{d_{np}^2 + d_{em}^2} = \sqrt{90^2 + 25^2} = 93,408 \text{ (мм)}. \quad (2.23)$$

Примем  $d_0 = 95 \text{ мм}$ .

Определим диаметр входа в рабочее колесо  $d_1$ . При  $n_{sk} < 90$ :

$$d_1 = (0,9 \dots 1,1) \cdot d_0 = (0,9 \dots 1,1) \cdot 95 = 85,5 \dots 104,5 \text{ (мм)}. \quad (2.24)$$

Примем  $d_1 = 100 \text{ мм}$ .

Толщина входных лопаток  $\delta_1$  в зависимости от диаметра  $d_2$  колеса равна  $\delta_1 = 1,5 \text{ мм}$  [2, табл. 2].

Меридиональная составляющая абсолютной скорости перед входом на лопасти для колёс с обычными кавитационными качествами определяется по формуле:

$$v_{m_0} = v_0 = 5,192 \text{ (м/с)}. \quad (2.25)$$

Ширина канала в меридиональном сечении на входе колеса  $b_1$ :

$$b_1 = \frac{Q_T}{\pi \cdot d_1 \cdot v_{m_0}} = \frac{31,414 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,1 \cdot 5,192} = 0,019 \text{ (м)}. \quad (2.26)$$

Меридиональная составляющая абсолютной скорости на входе на лопатки:

$$v_{m_1} = \frac{v_{m_0}}{\psi_1}, \quad (2.27)$$

где  $\psi_1$  - коэффициент стеснения потока лопатками на входе колеса:

$$\psi_1 = 0,75 \dots 0,90. [2,45]$$

Примем  $\psi_1 = 0,80$

$$v_{m_1} = \frac{5.192}{0,80} = 6.49 (м/с). \quad (2.28)$$

Переносная скорость на входе в колесо:

$$U_1 = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot d_1 = \frac{\pi \cdot 2950}{60} \cdot 0,1 = 15.446 (м/с). \quad (2.29)$$

Безударное поступление потока на лопасть необходимо для обеспечения приемлемых энергетических показателей.

Угол, соответствующий безударному поступлению потока на лопасть:

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{v_{m_1}}{U_1} = \operatorname{arctg} \frac{6,49}{15,446} = 22.78^\circ. \quad (2.30)$$

Примем угол атаки  $\Delta\beta = 5.22^\circ$  (угол атаки должен находится в пределах  $\Delta\beta = (3 \dots 8)^\circ$ ) [2,21].

Угол установки лопасти на входе рабочего колеса, который должен находится в пределах  $\beta_{л_1} = (15 \dots 30)^\circ$ :

$$\beta_{л_1} = \beta_1 + \Delta\beta = 22.78^\circ + 5.22^\circ = 28^\circ. \quad (2.31)$$

Определим во втором приближении коэффициент стеснения потока лопатками рабочего колеса на входе по формуле:

$$\psi_1 = 1 - \frac{z \cdot \delta_1}{\pi \cdot d_1 \cdot \sin \beta_{л_1}} = 1 - \frac{8 \cdot 1,5}{\pi \cdot 100 \cdot \sin 28^\circ} = 0,919. \quad (2.32)$$

Меридиональная составляющая абсолютной скорости на входе на лопатки во втором приближении для коэффициента стеснения  $\psi_1 = 0,924$ :

$$v_{m_1} = \frac{5.192}{0.924} = 5.65 (м/с). \quad (2.33)$$

Угол, соответствующий безударному поступлению потока на лопасть:

$$\beta_1 = \operatorname{arctg} \frac{5.65}{15.446} = 20.1329^\circ. \quad (2.34)$$

Угол атаки при угле наклона лопасти  $\beta_{л_1} = 28^\circ$



$$\Delta\beta = \beta_{\alpha_1} - \beta_1 = 28^\circ - 20.1329^\circ = 7,867^\circ. \quad (2.35)$$

Как видно, в данном случае угол атаки  $\Delta\beta$  не выходит за пределы рекомендуемого диапазона. В связи с этим примем угол наклона лопасти на входе  $\beta_{\alpha_1} = 28^\circ$ .

### 2.2.2 Определение геометрических параметров на выходе из рабочего колеса

Величина меридиональной составляющей абсолютной скорости одинакова при конечном и бесконечном числе лопастей и определяется из уравнения неразрывности:

$$v_{m_2} = v_{m_2}^\infty = \frac{Q_T}{\psi_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot b_2}, \quad (2.36)$$

где  $\psi_2$  – коэффициент стеснения потока лопатками на выходе из колеса:

$$\psi_2 = 1 - \frac{z \cdot \delta_2}{\pi \cdot d_2 \cdot \sin \beta_{\alpha_2}}, \quad (2.37)$$

$\beta_{\alpha_2}$  – угол лопатки на выходе, определяется коэффициентом быстроходности, [2, табл.3]:

$$\beta_{\alpha_2} = 35^\circ.$$

$$\psi_2 = 1 - \frac{8 \cdot 4}{\pi \cdot 280 \cdot \sin 35^\circ} = 0.937. \quad (2.40)$$

$$v_{m_2} = v_{m_2}^\infty = \frac{31.414 \cdot 10^{-3}}{0,937 \cdot \pi \cdot 0,28 \cdot 0,013} = 2.932 (м/с). \quad (2.41)$$

Окружную скорость на выходе из колеса:

$$U_2 = U_2^\infty = \frac{1}{2} \cdot \omega \cdot d_2 = \frac{\pi \cdot n}{60} \cdot d_2 = \frac{\pi \cdot 2950}{60} \cdot 0,28 = 43.249 (м/с). \quad (2.42)$$

Окружная составляющая абсолютной скорости на выходе  $U_{U_2}$  найдем из соотношения:

$$v_{U_2}^\infty = \frac{g \cdot H_k}{\mu \cdot \eta_2 \cdot U_2}, \quad (2.43)$$

где  $\mu$  – коэффициент влияния конечного числа лопастей в первом приближении принимают равным 0,8.

$$v_{U_2}^{\infty} = \frac{9,81 \cdot 110}{0,8 \cdot 0,868 \cdot 43,249} = 35,932 \text{ (м/с)}. \quad (2.45)$$

По найденным  $U_2, v_{m_2}$  и  $v_{U_2}^{\infty}$  находят угол  $\beta_{л_2}$ . Для этого строят треугольник скоростей на выходе из колеса или пользуются соотношением:

$$\operatorname{ctg} \beta_{л_2} = \frac{U_2 - v_{U_2}^{\infty}}{v_{m_2}} = \frac{43,249 - 35,932}{2,932} = 2,496. \quad (2.46)$$

Отсюда

$$\beta_{л_2} = \operatorname{arcctg}(2,496) = 22^{\circ} \quad (2.47)$$

Затем по формуле К. Пфлейдерера уточняют число лопастей  $z$ :

$$z = 6,5 \cdot \frac{m+1}{m-1} \cdot \sin\left(\frac{\beta_{л_1} + \beta_{л_2}}{2}\right), \quad (2.48)$$

где  $m = \frac{d_2}{d_1} = 2,8$ .

$$z = 6,5 \cdot \frac{2,8+1}{2,8-1} \cdot \sin\left(\frac{28^{\circ} + 22^{\circ}}{2}\right) = 5,79. \quad (2.49)$$

Принимаем число лопастей  $z = 6$ .

Вычисляют угол установки лопасти на выходе из рабочего колеса:

$$\beta_{л_2} = 2 \cdot \arcsin \frac{z \cdot (m-1)}{6,5 \cdot (m+1)} - \beta_{л_1} = 2 \cdot \arcsin \frac{6 \cdot (2,8-1)}{6,5 \cdot (2,8+1)} - 28^{\circ} = 23,825^{\circ} \quad (2.50)$$

Далее рассчитывают коэффициент  $\mu$ , учитывающий конечное число лопастей в колесе:

$$\mu = \left(1 + \frac{2 \cdot \varphi \cdot d_2^2}{z \cdot (d_2^2 - d_1^2)}\right)^{-1}, \quad (2.51)$$

где  $\varphi$  – поправочный множитель. Академик Г.Ф. Проскура рекомендует формулу[1]:

$$\varphi = \frac{\pi}{2} \cdot \left(\sin \beta_2 + \left(\frac{r_1}{r_2}\right)^2 \cdot \sin \beta_1\right) = \frac{\pi}{2} (0,0403 + \left(\frac{50}{140}\right)^2 \cdot 0,344) = 0,703 \quad (2.52)$$

$$\mu = \left( 1 + \frac{2 \cdot 0,703 \cdot 280^2}{6 \cdot (280^2 - 100^2)} \right)^{-1} = 0,788. \quad (2.53)$$

Уточняем напор при бесконечно большом числе лопастей  $H_T^\infty$  для колеса:

$$H_T^\infty = \frac{H_k}{\mu \cdot \eta_2} = \frac{110}{0,788 \cdot 0,868} = 160,822(\text{м}). \quad (2.54)$$

Уточняем коэффициент  $\psi_2$ :

$$\psi_2 = 1 - \frac{z \cdot \delta_2}{\pi \cdot d_2 \cdot \sin \beta_{\lambda_2}} = 1 - \frac{6 \cdot 4}{\pi \cdot 280 \cdot \sin 23,825^0} = 0,932. \quad (2.55)$$

Уточняем скорость  $v_{m_2}$ :

$$v_{m_2} = \frac{Q_T}{\psi_2 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot b_2} = \frac{31,414 \cdot 10^{-3}}{0,932 \cdot \pi \cdot 0,28 \cdot 0,013} = 2,948(\text{м/с}). \quad (2.56)$$

Затем по соотношению, выведенному из уравнения Эйлера, повторно вычисляют окружную скорость на выходе колеса  $U_2$ :

$$\begin{aligned} U_2 &= \frac{v_{m_2} \cdot \text{ctg} \beta_{\lambda_2}}{2} + \sqrt{\left( \frac{v_{m_2} \cdot \text{ctg} \beta_{\lambda_2}}{2} \right)^2 + H_T^\infty \cdot g} = \\ &= \frac{2,948 \cdot \text{ctg} 23,825^0}{2} + \sqrt{\left( \frac{2,948 \cdot \text{ctg} 23,825^0}{2} \right)^2 + 160,822 \cdot 9,81} = 40,413(\text{м/с}) \end{aligned} \quad (2.57)$$

Уточняем диаметр на выходе колеса

$$d_2 = \frac{60 \cdot U_2}{\pi \cdot n} = \frac{60 \cdot 40,413}{\pi \cdot 2950} = 0,262(\text{м}). \quad (2.58)$$

Уточняем ширину межлопастного канала на выходе  $b_2$ :

$$b_2 = \frac{Q_T}{\pi \cdot d_2 \cdot \psi_2 \cdot v_{m_2}} = \frac{31,414 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,262 \cdot 0,932 \cdot 2,948} = 0,014(\text{м}). \quad (2.59)$$

Полученные диаметр на выходе колеса и ширина межлопастного канала на выходе не превышают 5% барьер, т.о. принимаем  $d_2 = 280\text{мм}$ , а  $b_2 = 13\text{мм}$ .

### 2.2.3 Основные размеры рабочего колеса

По найденным переносным (окружным) скоростям  $U_1$  и  $U_2$ , меридиональным составляющим абсолютной скорости  $v_{m_1}$  и  $v_{m_2}$ , а также углам  $\beta_{\lambda_1}$  и  $\beta_{\lambda_2}$  строим

планы скоростей на входе и выходе рабочего колеса. Основные размеры колеса сведены в итоговую таблицу 5.

Таблица 5

Число лопастей	Параметры входа в рабочее колесо						Параметры выхода из рабочего колеса			
	$d_{вм}$ мм	$d_0$ мм	$d_1$ мм	$b_1$ мм	$\delta_1$ мм	$\beta_{л_1}$ град.	$d_2$ мм	$b_2$ мм	$\delta_2$ мм	$\beta_{л_2}$ град.
$z = 6$	25	95	100	19	1,5	$28^0$	280	13	4	$23.82^0$

После нахождения основных геометрических параметров рабочей полости насоса  $(d_0, d_1, d_2, b_1, b_2, d_{вм}, l_{вм}, \beta_{л_1}, \beta_{л_2})$  приступают к профилированию меридионального сечения проточной части рабочего колеса.

#### 2.2.4 Профилирование колеса в меридиональном сечении

Для получения высоких энергетических и кавитационных качеств колеса профилирование его канала в меридиональном сечении выполняют с таким расчетом, чтобы обеспечить плавное изменение скоростей потока от входного сечения колеса до выхода из него. С этой целью задаются графиком изменения скоростей в функции от радиуса  $r$  или длины средней линии тока  $l$ .

Имея из графика для любой точки произвольного радиуса  $r$ , величину  $U'_{m_i}$ , по уравнению неразрывности получают значение ширины канала  $b_i$ :

$$b_i = \frac{Q_T}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot U'_{m_i}}. \quad (2.60)$$

Результаты расчетов приведены в таблице 6.

Таблица 6

$r$ , мм	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
$U'_{m_i}$ , м/с	5,192	4,92	4,64867	4,377	4,10533	3,83367	3,5620	3,29033	3,01867	2,747
$b_i$ , мм	19	16,95	15,37	14,29	13,54	13,05	12,77	12,67	12,75	13

Скорректируем по конструктивно-технологическим соображениям контуры канала.

#### 2.2.5 Профилирование поверхности лопасти

Рабочие колеса с обычными кавитационными качествами и коэффициентом быстроходности  $n_s \leq 90 \dots 100$ , выполняются с цилиндрическими лопастями, поскольку у таких колес направление средней линии тока в меридиональном сечении практически совпадает с направлением радиуса.

Для обеспечения безотрывного обтекания контура лопасти потоком примем плавное изменение относительной скорости  $W$  и толщины лопасти  $\delta$  в функции радиуса. В связи с этим зададим в пределах от  $r_1$  до  $r_2$  линейное уменьшение относительной скорости от начального значения  $W_1$  до  $W_2$ .

$$W_1 = \frac{v_{m_1}}{\sin \beta_{\lambda_1}} = \frac{5,192}{\sin 28^\circ} = 11.059 (м/с)$$

$$W_2 = \frac{v_{m_2}}{\sin \beta_{\lambda_2}} = \frac{2,948}{\sin 23,825^\circ} = 7.298 (м/с)$$

$$v_{m_i} = \frac{Q_T}{2 \cdot \pi \cdot r_i \cdot b_i}$$

$$\sin \beta_{\lambda_i} = \frac{v_{m_i}}{W_i} + \frac{z \cdot \delta}{2 \cdot \pi \cdot r_i}$$

$$B(r) = \frac{1}{r \cdot \operatorname{tg} \beta_{\lambda}}$$

$$\Delta \Theta_i = \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$$

где  $\Delta r$  - приращение радиуса, определяемое как разность между радиусами в начале и конце рассматриваемого элементарного отрезка;

$B_i$  и  $B_{i+1}$  - значения подынтегральной функции в начале и конце отрезка.

$$\Delta r = \frac{r_2 - r_1}{k} = \frac{140 - 50}{9} = 10$$

Полный угол охвата лопасти (в градусах):

$$\Theta_{\lambda} = \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \sum_{i=1}^k \frac{B_i + B_{i+1}}{2} \cdot \Delta r$$

Таблица 7

№ П.П.	$r_i$ мм	$b_i$ мм	$\delta_i$ мм	$W_i$ м/с	$v'_{m_i}$ м/с	$\beta_i$ град	$B_i$	$\Delta\Theta_i$ град	$\sum\Theta_i$ град
1	50	19	1,5	11,06	5,192	29,9	0,035	-	-
2	60	16,95	2	10,64	4,92	29,6	0,029	18,37	18,37
3	70	15,37	3	10,22	4,65	29,7	0,025	15,57	33,94
4	80	14,29	5	9,81	4,38	30,4	0,021	13,27	47,21
5	90	13,54	6,5	9,39	4,11	30,4	0,019	11,52	58,74
6	100	13,05	6	8,97	3,83	29	0,018	10,59	69,33
7	110	12,77	5,5	8,55	3,56	27,7	0,017	10,14	79,47
8	120	12,67	5	8,13	3,29	26,4	0,016	9,78	89,25
9	130	12,75	4,5	7,72	3,02	25,1	0,016	9,52	98,77
10	140	13	4	7,3	2,75	23,8	0,016	9,34	108,113

Строим решетку профилей рабочего колеса.

### 2.3 3-D модель рабочего колеса

На основе проектных расчётов, а так же разработанного 2-D чертежа (Приложение В) была спроектирована 3-D модель рабочего колеса закрытого типа для дальнейшего моделирования рабочего процесса.

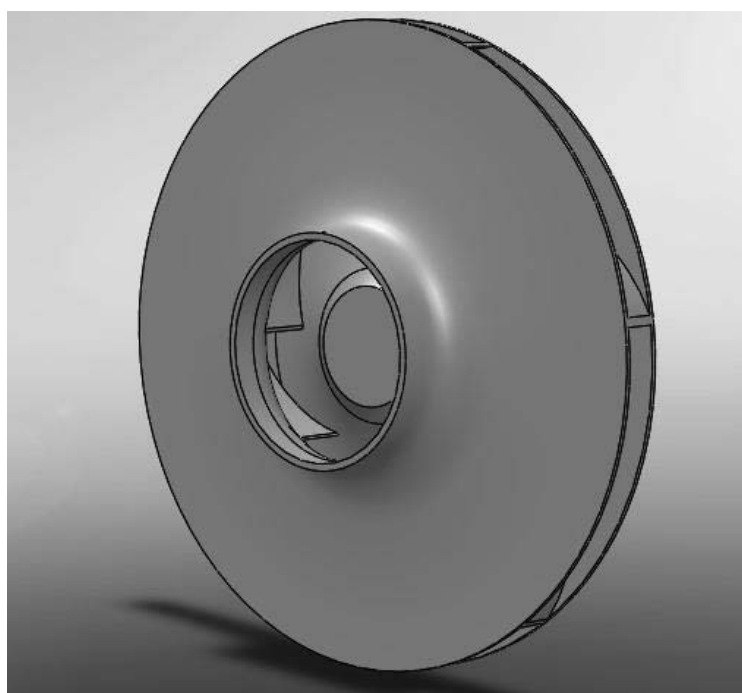


Рисунок - 2. 3D-модель рабочего колеса центробежного насоса

## 2.4 Выбор типа и расчёт подводящего устройства

Впускное устройство должно обеспечивать при входе в рабочее колесо:

- а) осесимметричный поток с наиболее равномерным распределением скоростей по живому сечению;
- б) нулевое значение начального момента окружной составляющей абсолютной скорости ( $v_{U_0} \cdot r_0 = 0$ );
- в) изменение среднего расхода от значения на всасывающей трубе к значению на входе в колесо.

При проектировании каналов питания также необходимо учитывать возможность работы насоса в режиме, отличном от расчетного, когда возникают противотоки и образуется осевой вихрь (при малых расходах). Для большей стабильности потока в подающем канале скорости должны постепенно увеличиваться от впускного отверстия до входа в колесо. В то же время размеры входной трубы определяются сечением под напряжением всасывающей трубы, которое рассчитывается при условии, что допустимое гидравлическое сопротивление не превышено, и для обеспечения выравнивания поля скоростей с живым поперечным сечением. непосредственно перед входом в колесо имеется конфузор, увеличивающий скорость потока на 15 ... 20% (до значения, принятого на входе в колесо при расчете).

В насосах с рабочим колесом, смонтированным на консоли, широко используются входные отверстия в виде конфузоров с прямолинейной и криволинейной осью.

Прямолинейный конфузор представляет собой коническое сопло с прямолинейной осью, в которой иногда устанавливается сетка в виде пластин. Решетка обеспечивает поток к рабочему колесу без вращения ( $v_{U_1} = 0$ ). Поток в конфузоре движется быстро, что обеспечивает поток жидкости в канале с минимальными гидравлическими потерями и выравнивание поля скоростей перед входом в рабочее колесо. Прямой конфузор - лучший тип канала подачи.

## 2.5 Расчёт спирального отвода круглого сечения

Расчет спирального отвода круглого сечения сводится к определению нескольких геометрических параметров  $r_3, b_3, \rho$ .

Радиус  $r_3$  принимается из условия, что перед поступлением в спиральный канал пульсация скоростей потока снижается до приемлемой величины.

$$r_3 = (1,03...1,05) \cdot r_2 = (1,03...1,05) \cdot 140 = 144,2...147(\text{мм}).$$

Принимаем радиус  $r_3$  равным 146 мм.

Ширина спирального канала  $b_3$ , замеренная на радиусе  $r_3$ , определяется:

$$b_3 \approx 2 \cdot b_2 = 2 \cdot 13 = 26(\text{мм}).$$

Радиус  $\rho$  кругового сечения спиральной камеры определяется следующим соотношениями:

$$\rho = \frac{\Theta}{K} + \sqrt{\frac{2 \cdot \Theta \cdot r_3}{K}},$$

где  $K$  – коэффициент, м:

$$K = \frac{360 \cdot \Gamma_c}{Q} = \frac{360 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 9.81 \cdot H_T}{2 \cdot \pi \cdot n \cdot Q} = \frac{360 \cdot 9.81 \cdot 110}{2950 \cdot 30 \cdot 10^{-3}} = 4390$$

$Q$  – действительная подача колеса, м<sup>3</sup>/с;

$\Gamma_c$  – постоянная спирального отвода;

$n$  – частота вращения, мин<sup>-1</sup>;

$\Theta$  – текущий угол, град.

Таблица 8

$\Theta$ , град	45	90	135	180	225	270	315	360
$\rho$ , мм	13,68	19,69	24,44	28,54	32,21	35,6	38,75	41,74

## 2.6 3-D модель центробежного насоса

В результате расчётов, произведённых в разделе 2, для проведения моделирования рабочего процесса рабочего колеса центробежного насоса была построена 3-D модель консольно-моноблочного насоса, представленная на рис 3.



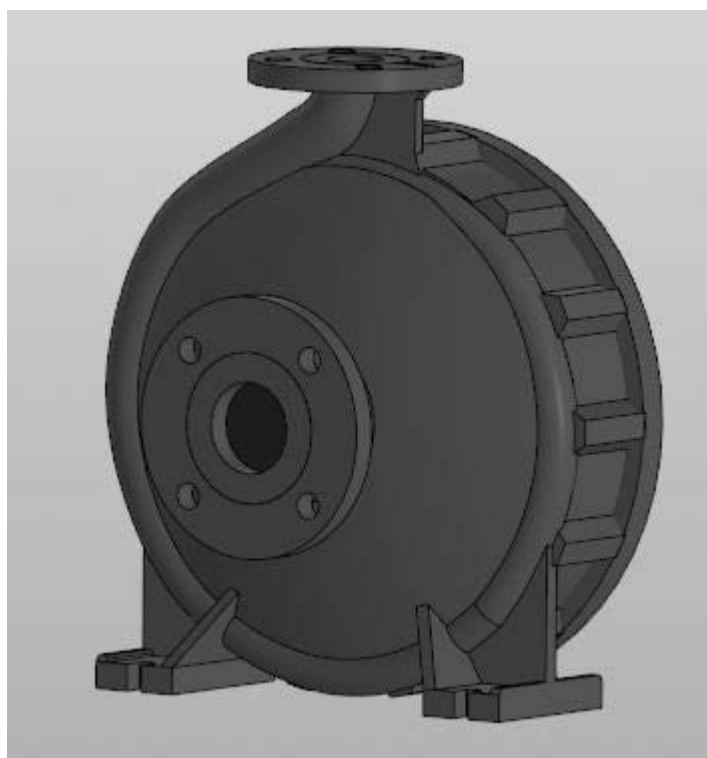


Рисунок - 3. 3-D модель спроектированного центробежного насоса

Выводы по разделу

Для моделирования рабочего процесса была разработана конструкция рабочего колеса центробежного насоса, отводящего и подводящего устройств.

Массово-габаритные характеристики спроектированного колеса приведены в таблице 9:

Таблица 9

	Значение
Диаметр на входе в рабочее колесо, мм	100
Диаметр на выходе из рабочего колеса, мм	280
Число лопастей	6
Материал изготовления	Сталь 40X13
Монтажная длина рабочего колеса, мм	66
Масса колеса, кг	2,5

## 3 МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА РАБОЧЕГО КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

### 3.1 Преимущества моделирования

При разработке абсолютно каждого изделия, любое производство сталкивается с решением цикла задач:

- Изготовление опытного образца из дорогостоящих материалов, с использованием энергозатратных технологий;
- Проведение эксплуатационных испытаний опытного образца;
- Анализ и оценка результатов, полученных при проведении испытаний;
- Изменение конструкции, материалов, технологии производства изделия.

Данный цикл сопровождается колоссальными убытками для любого современного производства. Зачастую, затраты на разработку новой продукции превышают прибыль, которую завод-производитель получает при конечной реализации разработанного продукта.

Для сокращения всевозможных затрат по разработке нового продукта существуют методы анализа численного моделирования. Численное моделирование на этапе разработки новой продукции позволяет:

-Сократить стоимость конечного продукта за счёт проведения испытаний проектируемой модели с использованием современных программных продуктов, вместо дорогостоящих натуральных испытаний.

-Уменьшить временные затраты на введение нового изделия на рынок;

-Улучшить изделие посредством быстрой и качественной апробации сразу нескольких концепций по технологии производства новой продукции.

Использование современных программных приложений для численного моделирования позволяет нам снизить и уменьшить сложность исследований при разработке новых продуктов, оптимизировать конструкцию будущего гидроагрегата и выявить основные определяющие зависимости на этапе проектирования.

### 3.2 Выбор программного пакета

В рамках выполнения ВКР по теме «Моделирование рабочего процесса модернизированного рабочего колеса центробежного насоса» были изучены возможности таких пакетов инженерного моделирования, как:

- ANSYS CFX;
- ANSYS Fluent;

## -SolidWorks Flow Simulation.

В пакете для разработки и расчётов по инженерному моделированию ANSYS CFX, между доменами задаётся взаимодействие, которое реализуется посредством интерфейсов. При моделировании рабочего процесса рабочего колеса центробежного насоса используется тип интерфейса «FluidSolid», то есть, задаётся связь между рабочей жидкостью и гранями рабочего колеса.

Для потоков имеется возможность задать модель турбулентности «QI Reynolds Stress»(RANS). Данная модель турбулентности позволяет с высокой степенью точности рассчитать и определить неизвестные значения параметров течения. Также, данная модель определяет характер течения.

При использовании расчётно-инженерного пакета ANSYS Fluent, взаимодействие между доменами, при моделировании рабочего процесса рабочего колеса центробежного насоса, задаётся с помощью интерфейсов, которые могут использоваться для связи между рабочей жидкостью и гранями лопастного колеса.

SolidWorks Flow Simulation – прикладное расширение оптимального пакета программ САПР SolidWorks, предназначенное для исследования гидродинамики всевозможных потоков жидкости. Программный пакет SolidWorks предназначен как для удобного построения моделей различной сложности и конфигурации, так и для анализа и проведения численного моделирования построенных моделей. Инженерный пакет SolidWorks FlowSimulation применяется для решения различных задач, подобных моделированию рабочего процесса рабочего колеса центробежного насоса и в то же время, является менее времязатратным при одинаковых входных расчётных условиях, пакет SolidWorks Flow Simulation был выбран в качестве наилучшего для моделирования рабочего процесса рабочего колеса центробежного насоса.[4]

### 3.3 Описание численного эксперимента

При проведении численного моделирования рабочего процесса рабочего колеса центробежного насоса необходимо задаться некоторыми параметрами, для обеспечения правильности расчётов и приближения полученных значений к реальным условиям.

При настройке решения была выбрана внутренняя задача с исключением полостей без условия течения, а основными физическими моделями – теплопроводность в твёрдых телах. При моделировании, для ускорения процесса вычислений, в качестве рабочей среды был выбран фенол. Тип течения – ламинарное и турбулентное. Начальные термодинамические параметры, параметры скорости были приняты по умолчанию.

Основным параметром для моделирования рабочего процесса рабочего колеса центробежного насоса являются граничные условия. Граничные условия могут

быть выбраны исходя из трёх типов: 1). Расход/скорость; 2). Давление; 3). Стенка. В процессе моделирования, за граничные условия были выбраны – поддержание постоянного давления – 1,1 МПа.

Существует несколько подходов к численному моделированию турбулентных течений. Классификация таких подходов берёт за основу степень детальности разрешения турбулентных, а также различных пульсаций и их энергетического диапазона. Исходя из этого, были выделены следующие три главных подхода – DNS, LES, RANS. На рис.3 отображены особенности каждого из этих основных подходов – какие части спектра разрешаются в численном расчёте, а какие – с использованием приближённого моделирования.

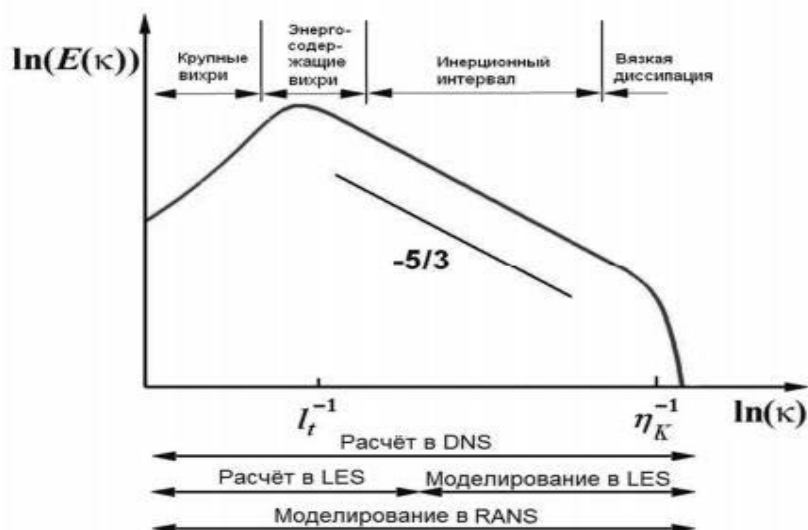


Рисунок - 4. Особенности подходов к моделированию турбулентного течения

Рассмотрим каждую из этих моделей подробнее.

При моделировании на основе метода RANS (усредненное по Рейнольдсу Навье-Стокса) исходные уравнения усредняются по всему спектру пульсаций. В результате в таких уравнениях появляются некоторые неизвестные корреляции пульсирующих величин. Возникает проблема замыкания - без определения неизвестных корреляций пульсирующих величин невозможно решить усредненные уравнения.

Существуют модели турбулентности, которые могут выражать неизвестные корреляции через искомые средние значения. Именно эти модели позволяют нам решить эту проблему.

Численное решение представляет собой строгие поля усреднённых значений, оно не зависит от времени. В некоторых источниках приводится следующее обозначение такого решения – SRANS (Steady RANS).

Также стоит отметить, о существовании метода численного моделирования турбулентных течений, в котором существует возможность приближённого учёта нестационарности. В некоторых источниках приводится следующее обозначение такого решения – URANS (Unsteady RANS).

Существуют модели RANS, разработанные для полностью развитой турбулентности и предназначенные для расчета потоков при больших числах Рейнольдса. Такие модели, называемые моделями с высоким значением  $Re$ , требуют специальных граничных условий в пристенных областях, где турбулентность затухает. Указанные граничные условия задаются не на твердой поверхности, а вне ее (так называемый вязкий подслой), в которой турбулентные пульсации незначительны. Вследствие этого размер первого пристенного контрольного объема сетки может быть довольно большим.

Отметим, что формулировка граничных условий основана на приближенном аналитическом решении для профиля средней скорости в пограничном слое, а сами граничные условия называются пристеночными функциями.

Модели RANS, уравнения которых действительны во всей вычислительной области, включая пристенные сечения, называются моделями с низким числом Рейнольдса. В этом случае вычислительная сетка в пристенной области должна быть более тонкой, чем при использовании моделей с высоким числом Рейнольдса, так что в вязком подслое находится достаточно большое количество элементов.

При моделировании больших вихрей (LES) исходные уравнения фильтруются (сглаживаются) путем пространственной интеграции с весовой функцией. Весовая функция (фильтр) принимает форму колокола или шага, ширина которого либо устанавливается независимо (явная фильтрация), либо, как это делается в наиболее распространенных на практике вычислениях, определяется размером ячеек сетки. (неявная фильтрация при замене дифференциальных уравнений переноса дискретными аналогами).

Неизвестные корреляции появляются в отфильтрованных уравнениях, отражая вклад турбулентных движений с масштабами, меньшими, чем размер фильтра, или, в случае неявной фильтрации, ячейки сетки (турбулентность подсетки). Приблизительный расчет подсеточных корреляций с использованием отфильтрованных значений означает моделирование коротковолновой части спектра.

Численное решение отфильтрованных уравнений дает нестационарные поля случайных величин. Численное решение зависит от используемой вычислительной сетки и метода дискретизации уравнений. В этом случае энергетический спектр скорости, полученный численным решением, воспроизводит длинноволновую часть реального спектра, включая значительную часть инерционного интервала.

Численное разрешение длинноволновой части спектра должно быть таким, чтобы решение (разрешенное поле) содержало значительную часть кинетической энергии турбулентности.

Уменьшение размера ячеек сетки означает переход к явному разрешению все меньших пространственных масштабов (в пределе, к прямому численному моделированию). Существует зависимость решения от сетки: при измельчении сетки в растворе появляется все больше высокочастотных компонентов, что означает расширение разрешенного спектра в области высоких частот и малых длин волн.

При достаточном разрешении вычислительной сетки роль подсеточных моделей намного меньше роли моделей турбулентности при усреднении уравнений по всему спектру, поскольку в подсетевой турбулентности содержится небольшая часть кинетической энергии турбулентности.

В связи с тем, что вблизи твердых поверхностей турбулентность становится анизотропной, а размер турбулентных вихрей уменьшается, явное численное разрешение турбулентных пульсаций требует использования гораздо более тонкой расчетной сетки, чем при развитой турбулентности вдали от стен. Чтобы смягчить это требование, в теменной области используются специальные модификации подсеточных моделей.

Для прямого численного моделирования турбулентности (Direct Numerical Simulation, DNS) требуется численное разрешение всех пространственных и временных масштабов, от крупных до колмогоровских. Поскольку разрыв между крупными и колмогоровскими масштабами увеличивается с ростом числа Рейнольдса потока, вычислительные затраты на выполнение прямого численного моделирования очень сильно зависят от  $Re$ . Число необходимых расчётных точек в трёхмерном пространстве с учётом продвижения по времени оказывается пропорциональным  $3 Re$ . Это приводит к тому, что вычислительные затраты на прямое численное моделирование растут быстрее, чем  $3 Re$ . В результате оказывается, что на данном уровне развития вычислительных ресурсов возможно прямое численное моделирование течений с числом Рейнольдса не выше некоторого предела.

Несмотря на то, что указанное предельное значение увеличивается из года в год, можно утверждать: прямое численное моделирование потоков, которые имеют практическое значение в технике, будет недоступно в течение длительного времени.

Следует отметить, что существуют гибридные подходы. Среди них есть методы, объединяющие уравнения RANS и LES, например, так называемое моделирование вихревого типа (DES). В последние годы были разработаны относительно новые подходы, основанные на нестационарных формулировках RANS, которые позволяют получать решения, обладающие характеристиками

решений LES. К ним относятся методы адаптивного масштабирования (SAS) и частично усредненные методы Навье - Стокса (PANS), которые, как и DES, кратко обсуждаются в конце этой главы. Гибридные методы включают такие подходы, которые объединяют процедуры расчета и принципы различных подходов. Например, отказ от явного использования подсеточных моделей, в то время как невозможно численно разрешить все масштабы турбулентных пульсаций, квалифицируется как псевдо-DNS.

С этой точки зрения, получение изменяющихся во времени численных решений нестационарных уравнений Рейнольдса также имеет признаки гибридного метода: исходная формулировка RANS включает усреднение пульсаций по всему спектру. [5]

Исходя из вышеперечисленного, была принята модель RANS, которая наиболее точно позволяет смоделировать реальный рабочий процесс рабочего колеса центробежного насоса.

Программный пакет SolidWorks FlowSimulation использует в качестве базовой  $k$ - $\epsilon$  модель турбулентности. Такая модель относится к классу дифференциальных моделей турбулентности, основе которой лежат два уравнения. В такой модели строятся 2 дополнительных дифференциальных уравнения переноса для осредненных пульсационных характеристик, через которые затем выражается коэффициент турбулентной вязкости  $\mu_t$ .

Достоинством выбранной модели является высокая точности при инженерном расчёте свободных сдвиговых течений. Такие модели достаточно универсальны, и не требуют задания каких-либо исходных параметров.

Помимо постановки условий по модели турбулентности, необходимо задаться определённой расчётной сеткой, которая позволит наиболее приближённо определить те или иные значения искомым параметров. Существуют 3 метода построения таких сеток:

- 1).Метод конечных элементов;
- 2).Метод конечных объёмов;
- 3).Метод конечных разностей.

История практического применения методов вычислительной гидродинамики насчитывает всего полвека. За это время был разработан метод разностных разностей (МКР) в многостороннем формате, основы которого были заложены до появления высокоскоростных компьютеров, метод конечных объёмов (МСО) и достиг высокого совершенства, было сформировано отдельное направление связано с применением метода конечных методов к задачам гидродинамики и газодинамики (ФЭМ), созданным изначально для решения задач механики деформируемого твердого тела.

Метод конечных разностей основан на приближении производных, являющихся частью исходных дифференциальных уравнений их дискретных (разностных) аналогов. Несомненными достоинствами МКР являются высокая эффективность и простота реализации, а также наглядность процедуры дискретизации, что позволяет строить схемы высокого порядка точности. Однако эти преимущества реализуются только при использовании довольно «хорошей» регулярной (структурированной) сетки - почти ортогональной и с плавно меняющимися размерами ячеек. В результате, подавляющее большинство приложений МКР ограничено случаями относительно простых вычислительных областей в геометрии. В определенной степени решение проблемы моделирования течений в областях сложной геометрии было найдено в 1970-х годах, когда метод конечных объемов стал широко использоваться для дискретизации уравнений гидродинамики.

Отправной точкой МСО является интегральная формулировка законов сохранения массы, импульса, энергии и т. Д. Балансовые соотношения записаны для небольшого контрольного объема; их дискретный аналог получается суммированием по всем граням выбранного объема потоков массы, импульса и т. д., рассчитанных по любым квадратурным формулам. Поскольку интегральная формулировка законов сохранения не накладывает ограничений на форму контрольного объема, МСО подходит для дискретизации уравнений гидродинамики как на структурированных, так и на неструктурированных сетках с различными формами ячеек, что в принципе полностью решает проблему сложная геометрия вычислительной области.

Метод конечных элементов, который особенно широко используется в механике деформируемого твердого тела, основан на вариационной задаче о минимальной погрешности аппроксимации искомого решения базисными функциями, а не непосредственно на исходных «физических» уравнениях. По-видимому, именно эта дополнительная математическая нагрузка делает FEM более трудной для понимания и иногда вносит необходимые изменения, наряду с отсутствием очевидных преимуществ по сравнению с МСО и трудностями в обеспечении необходимой точности описания тонких пограничных слоев. Это является причиной относительно низкой популярности FEM в вычислительной гидродинамике. [6]

SolidWorks Flow Simulation использует метод конечных элементов (FEM). FEM принят в качестве стандартного метода анализа из-за его универсальности и пригодности для работы на компьютерах. FEM делит модель на множество небольших частей простых форм, называемых элементами, эффективно заменяя сложную задачу несколькими простыми, которые должны решаться вместе.

Элементы имеют общие точки, называемые узлами. Процесс деления модели на мелкие части называется сеткой.



Поведение каждого элемента во всех возможных сценариях поддержки и загрузки хорошо известно. В методе конечных элементов используются элементы различной формы.

Реакция в любой точке элемента интерполируется от реакции узлов элемента. Каждый узел полностью описывается рядом параметров в зависимости от типа анализа и используемого элемента. Например, температура узла полностью описывает его реакцию в термическом анализе. Для структурных расчетов отклик сборки, как правило, представлен тремя движениями и тремя поворотами. Это так называемые степени свободы (DOF). FEM-анализ называется конечно-элементным анализом (FEA).

Программное обеспечение разрабатывает уравнение, которое контролирует поведение каждого элемента, учитывая его связи с другими элементами. Эти уравнения связывают реакцию с известными свойствами материала, ограничениями и нагрузками.

Далее программа организует уравнения в большую систему совместных алгебраических уравнений и находит неизвестные.

Например, для расчета напряжений решающая программа находит смещения в каждом узле, а затем вычисляет деформации и конечное напряжение. [7]

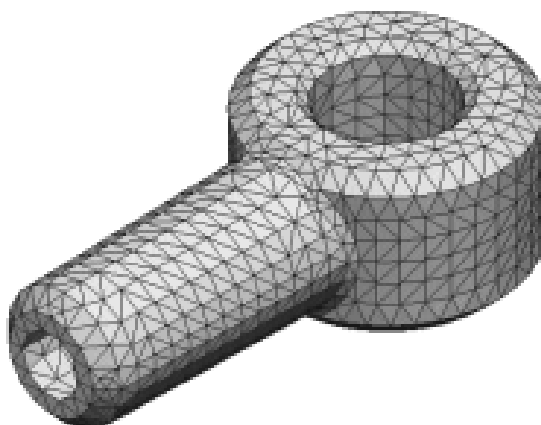


Рисунок - 5. Модель, разделённая на элементы (Метод КЭ)

### 3.4 Рабочее колесо закрытого типа

Для проведения численного эксперимента на основе геометрических параметров (таблица 9) была спроектирована твердотельная модель испытуемого рабочего колеса центробежного насоса.

Граничные условия в ходе проведения численного эксперимента – задание давление на входе и выходе центробежного насоса. Перепады давления для условий опубликованного эксперимента составили: 1; 1,1; 1,2; 1,3; 1,4 и 1,5 МПа. При расчётах, давление на выходе принималось равным атмосферному. Поток

принимался одномерным, течение турбулентное. Параметры турбулентности : энергия турбулентности – 1 Дж/кг; диссипация энергии турбулентности – 1.

В каждом случае результатом численного эксперимента являлось получение величины скорости на выходе напорного патрубка спроектированного насоса,

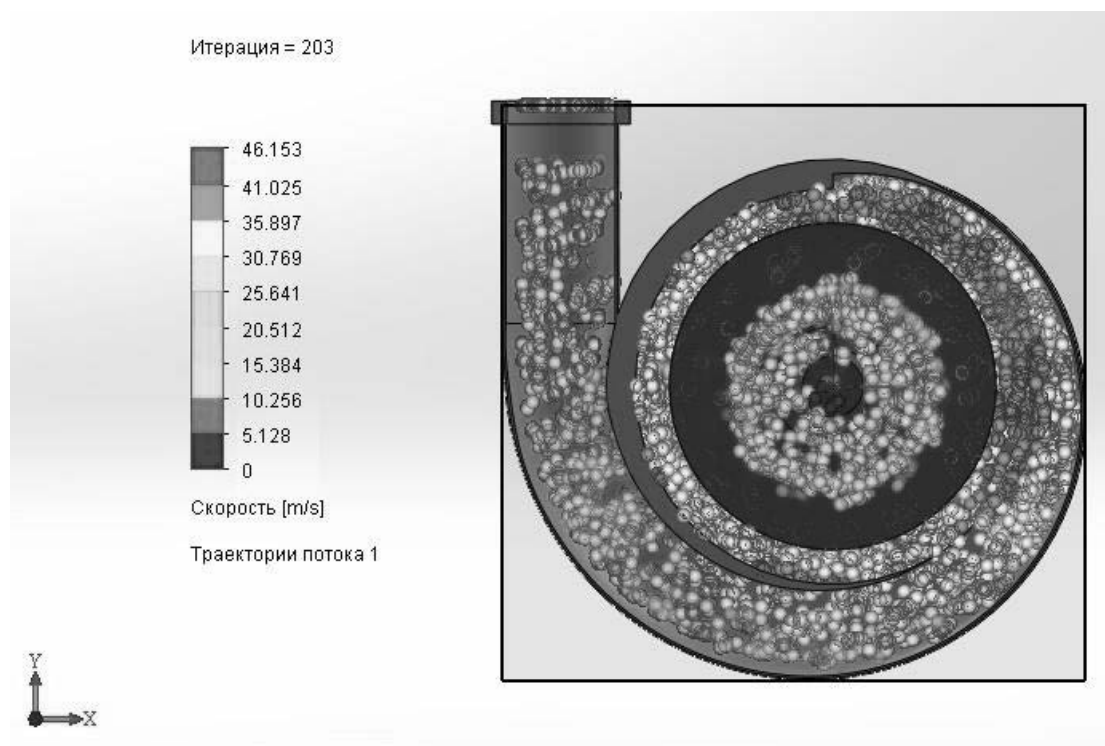


Рисунок - 6. Диаграмма скорости потока сквозь рабочее колесо закрытого типа, при перепаде давления 1,1МПа

Определим расход на выходе насоса при перепаде давления 1,1МПа:

$$Q_1 = A \cdot v;$$

Где А – площадь напорного патрубка насоса;

V – скорость на выходе из насоса.

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v = \frac{\pi \cdot (50 \text{ мм})^2}{4} \cdot 15.384 = 31,23 \text{ л/с};$$

Теоретический расход отличается от расчётного – на 0,05%. Эта погрешность незначительна, рабочий процесс смоделирован верно.

Обобщенные результаты расчётов зависимости расхода от перепада давления для смоделированных условий спроектированного рабочего колеса представлены на рис.7

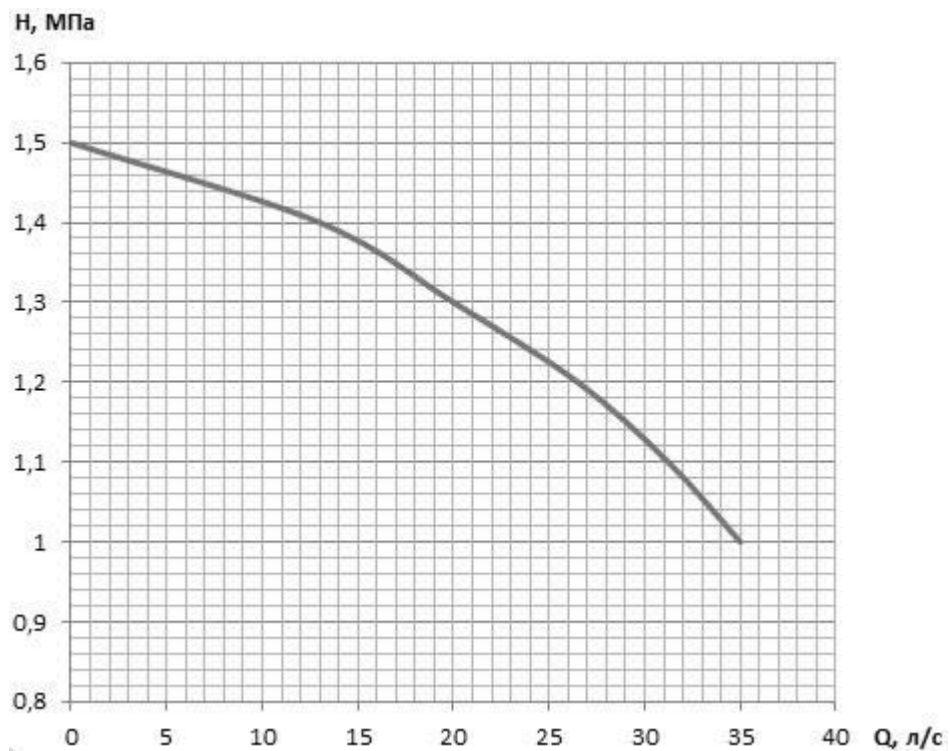


Рисунок - 7. Обобщённая характеристика Q-H по результатам численного моделирования для спроектированного рабочего колеса

При моделировании рабочего процесса на поверхности рабочего колеса были определены области (рис.7,8), подвергающиеся наибольшей осевой нагрузке, которые неблагоприятно влияют на надёжность и долговечность насосного агрегата в целом.

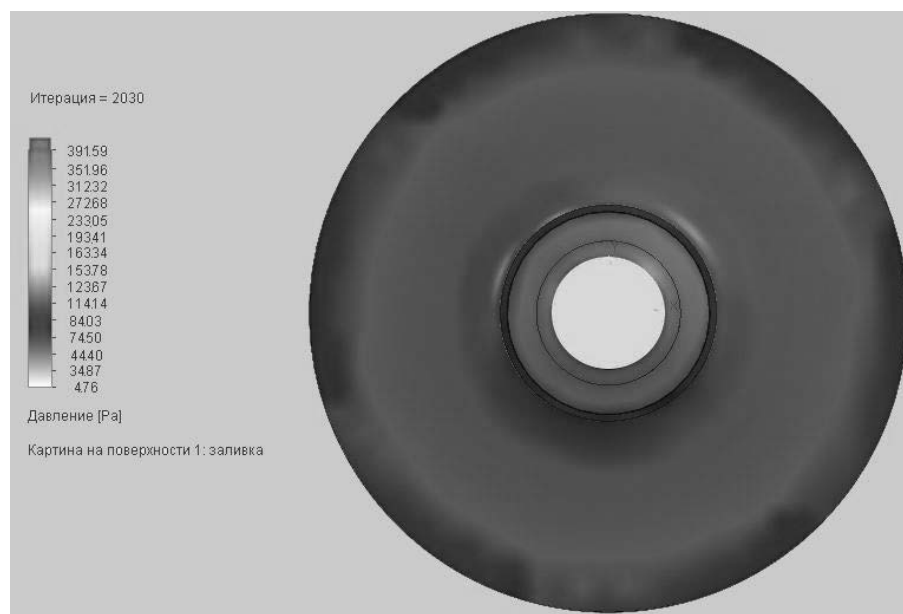


Рисунок - 8. Диаграмма давления на лицевой поверхности разработанного рабочего колеса закрытого типа, при перепаде давления 1,1 МПа

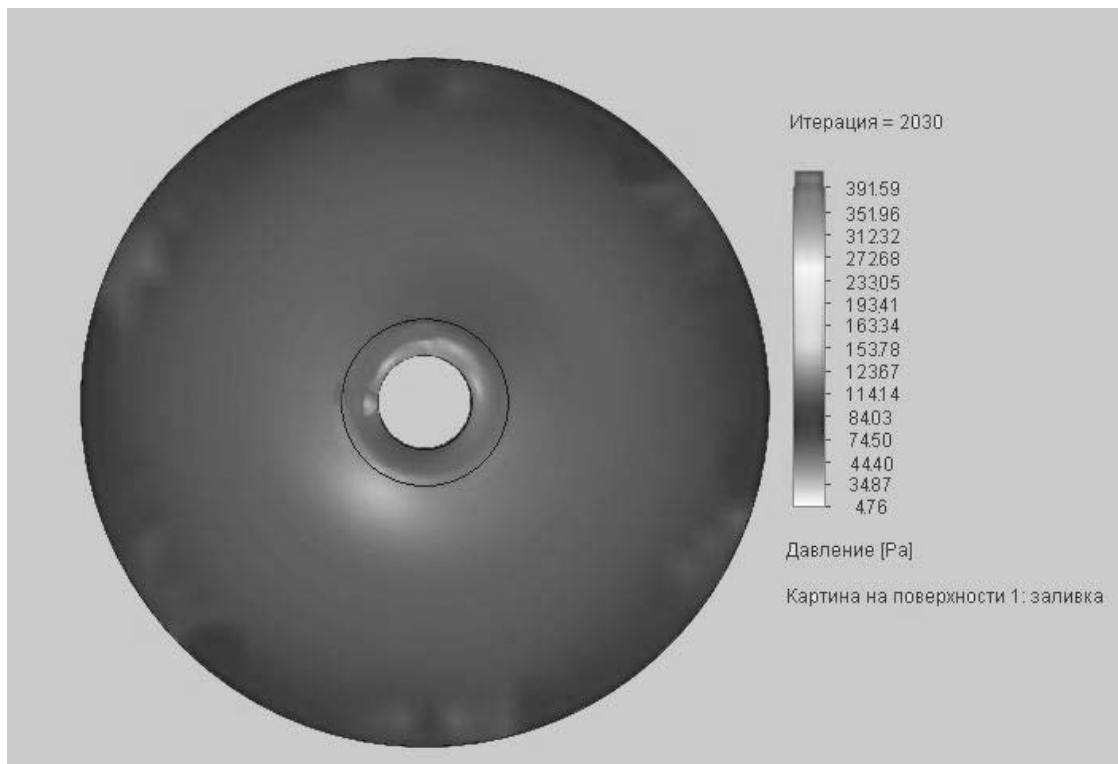


Рисунок - 9. Диаграмма давления на задней поверхности разработанного рабочего колеса закрытого типа, при перепаде давления 1,1Мпа

Обобщенные результаты расчётов зависимости нагрузки от перепада давления для смоделированных условий представлены на рис.10

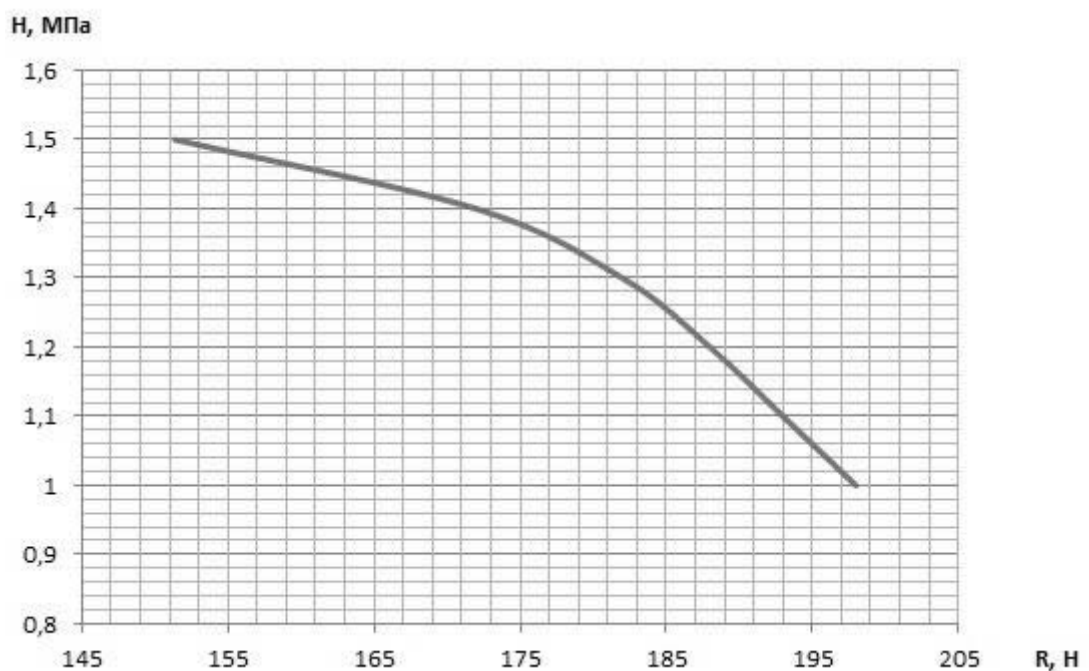


Рисунок - 10. График зависимости нагрузки на рабочее колесо от перепада давления

### 3.5 Модернизированное рабочего колеса закрытого типа

Модернизация рабочего колеса заключается в следующем: для уменьшения осевых нагрузок области, на которые приходится наибольшие значения давления – были вырезаны. 3-D модель модернизированного рабочего колеса представлена на рис. 11.

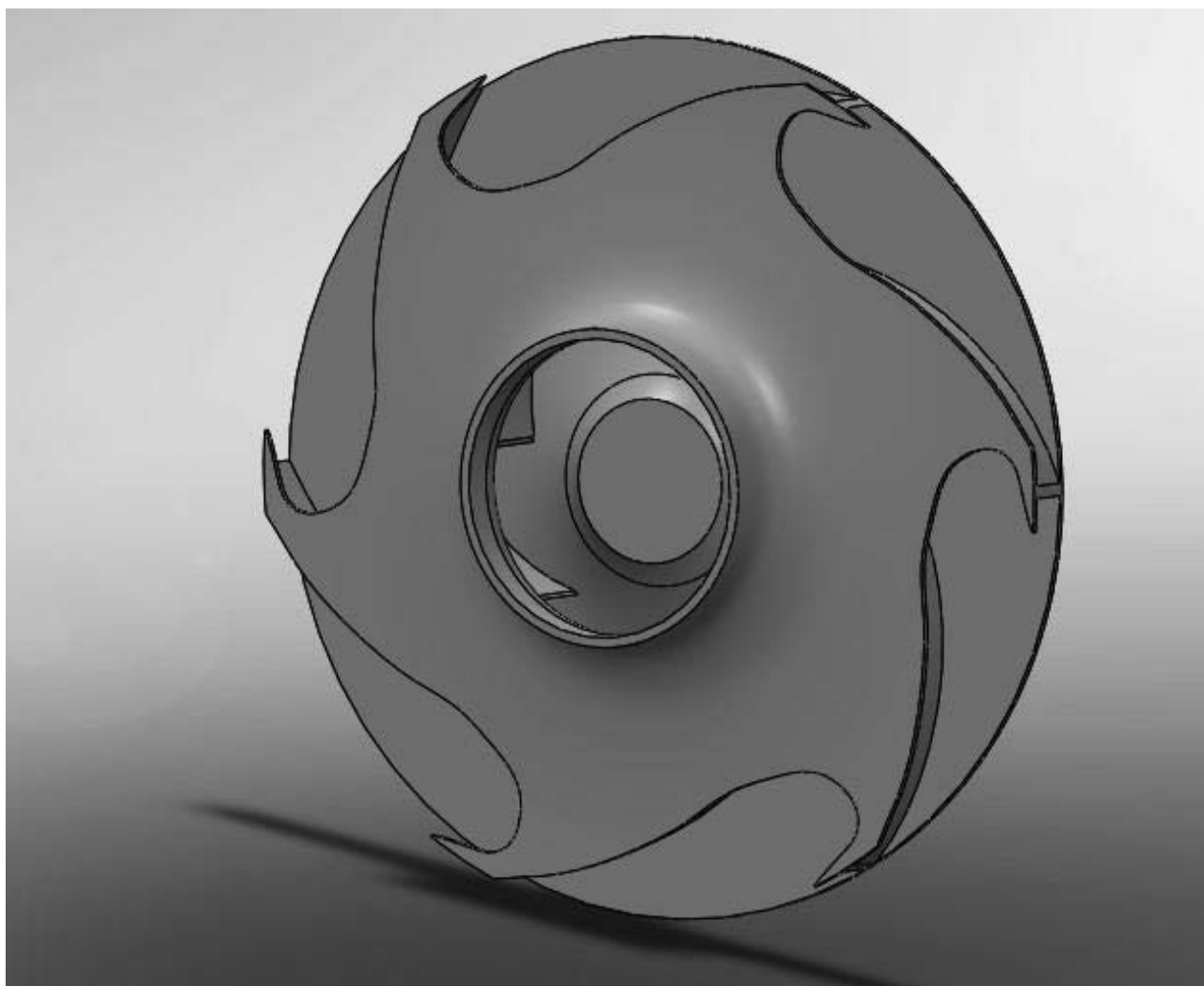


Рисунок - 11. 3-D модель модернизированного рабочего колеса центробежного насоса.

Необходимо исследовать влияние данного технического решения на изменение исследуемых параметров насоса в целом.

При численном моделировании рабочего процесса модернизированного рабочего колеса входные значения остаются прежними (см. п.3.4). 3-D модель рабочего колеса закрытого типа заменяется на 3-D модель модернизированного колеса. Спроектированный корпус насоса остаётся прежним.

Смоделированный рабочий процесс модернизированного рабочего колеса представлен на рис.12:

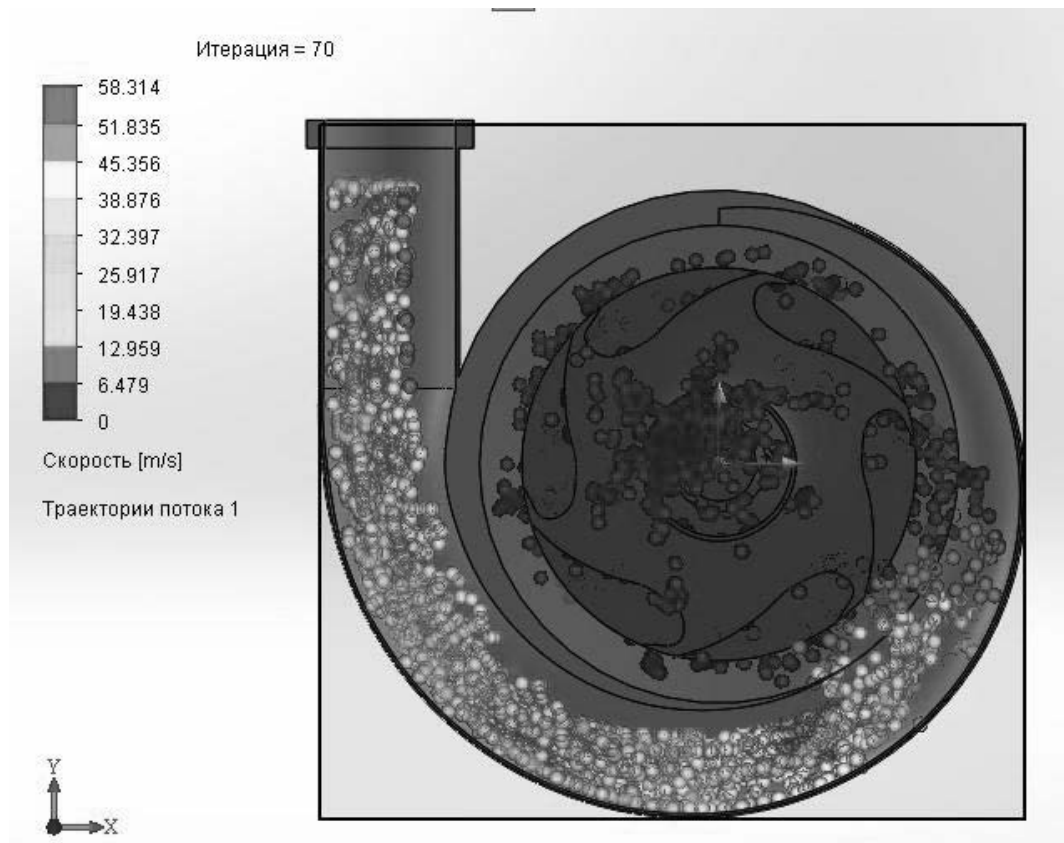


Рисунок - 12. Диаграмма скорости потока сквозь модернизированное рабочее колесо.

Определим расход на выходе насоса:

$$Q_2 = A \cdot v;$$

Где А – площадь напорного патрубка насоса;

V – скорость на выходе из насоса.

$$Q_2 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v = \frac{\pi \cdot (50 \text{ мм})^2}{4} \cdot 15,285 \approx 30 \text{ л/с};$$

$$Q_2 = Q_1;$$

Обобщенные результаты расчётов зависимости расхода от перепада давления для смоделированных условий модернизированного рабочего колеса представлены на рис.13

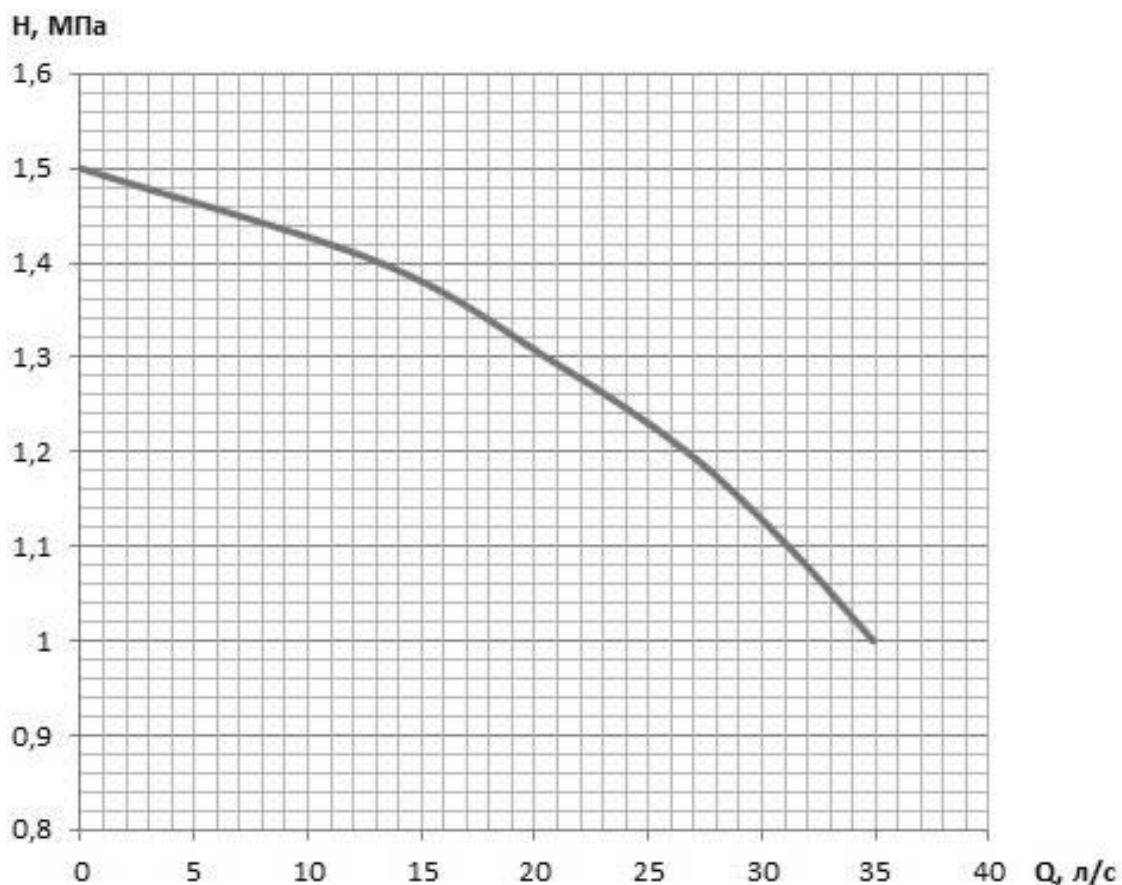


Рисунок - 13. Обобщённая характеристика Q-H по результатам численного моделирования для модернизированного рабочего колеса

Таким образом, модернизация рабочего колеса прошла успешно. При уменьшении массо-габаритных характеристик заданные значения расхода сохранились.

Такое техническое решение успешно применяется с 2016-ого года японским производителем насосных агрегатов – Ebara Corporation. Технология запатентована, насосные агрегаты с такими модернизированными колёсами имеют преимущество перед агрегатами производителей-конкурентов. [8]



Рисунок - 14. Рабочие колёса «Shurrricane» компании Ebara Corporation.

После первого этапа модернизации рабочего колеса закрытого типа, было произведено численное моделирование, на основании которого были выявлены области повышенных осевых нагрузок на колесо(рис.15,16).

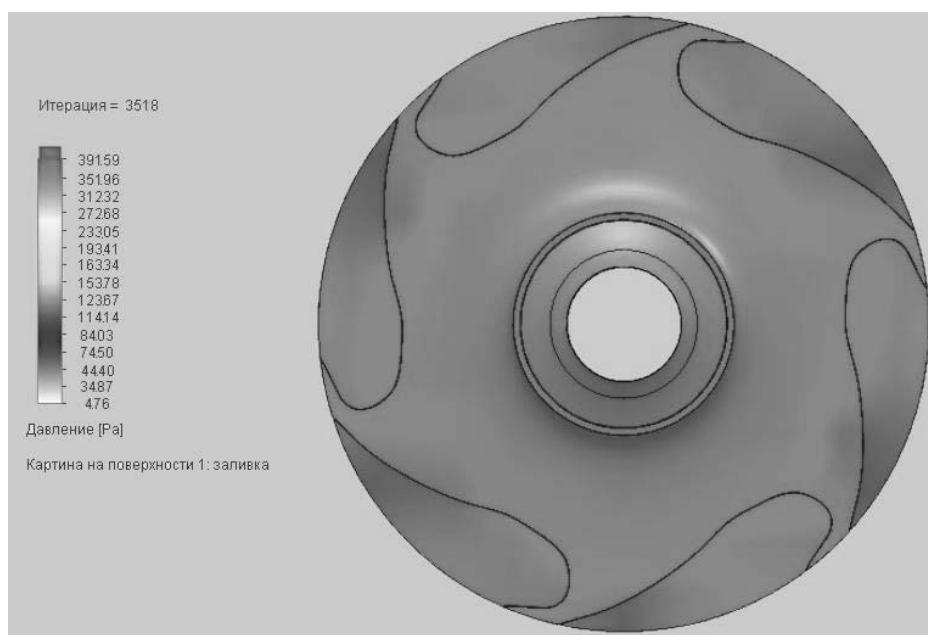


Рисунок - 15. Диаграмма давления на лицевой поверхности модернизированного рабочего колеса типа «Shurrricane»



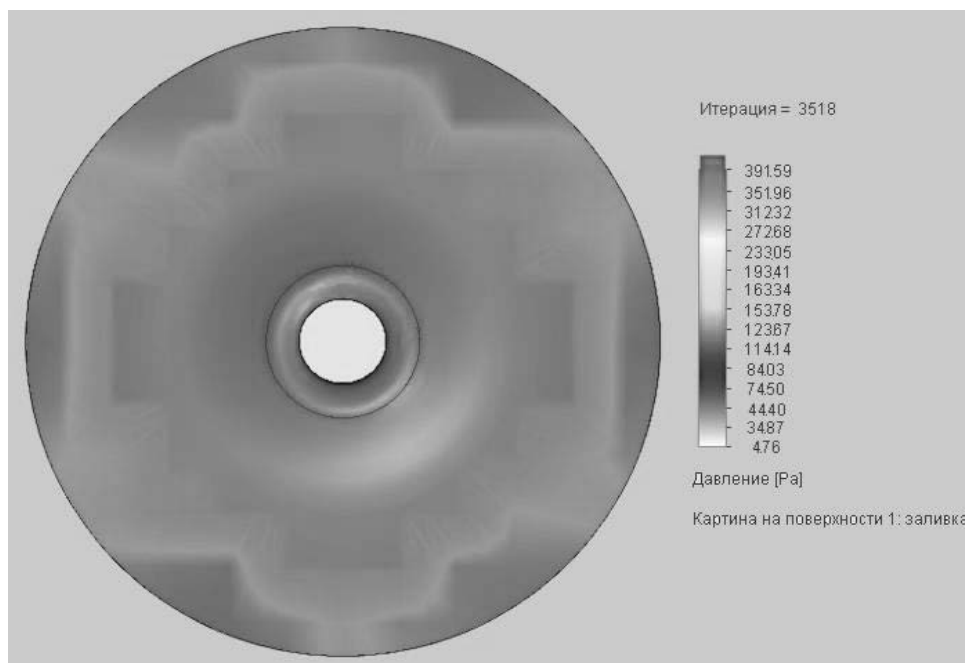


Рисунок - 16. Диаграмма давления на задней поверхности модернизированного рабочего колеса типа «Shurricane»

Обобщенные результаты расчётов зависимости нагрузки от перепада давления для смоделированных условий представлены на рис.17

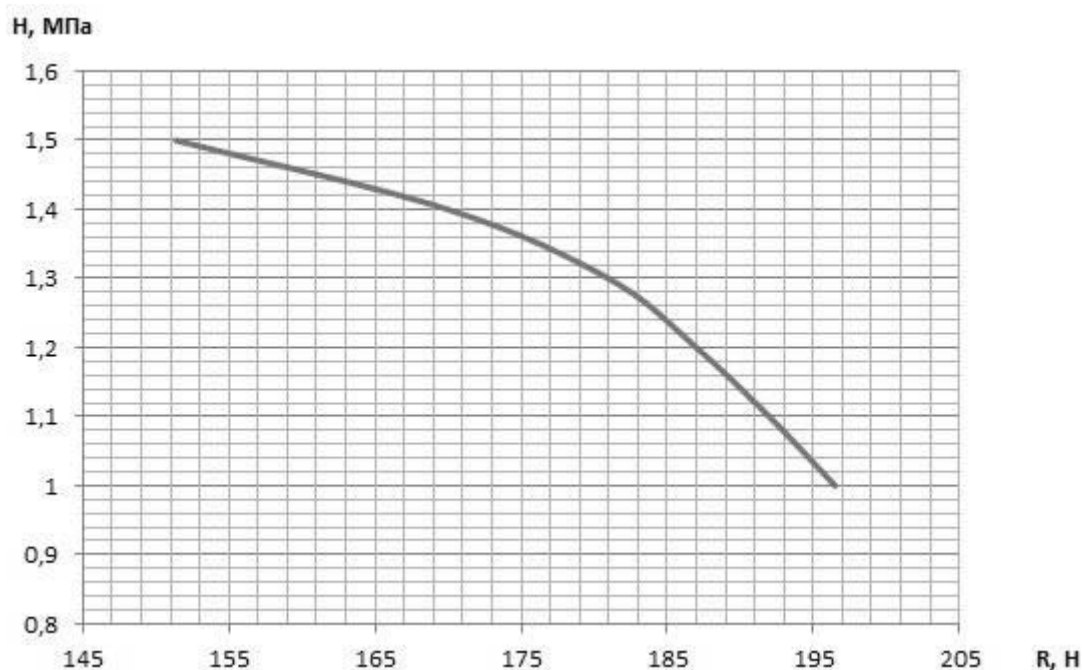


Рисунок - 17. График зависимости нагрузки на модернизированное рабочее колесо от перепада давления

Полученные результаты (рис.15,16,17) показывают на недостатки в конструкции рабочих колёс типа «Shurricane». Однако, стоит отметить

существенное уменьшение, а также более равномерное распределение нагрузок по поверхности модернизированного рабочего колеса типа «Shurrricane».

### 3.6 Усовершенствование рабочего колеса

Численное моделирование позволяет без изготовления опытного образца, на этапе проектирования, оценить возможность улучшения данной конструкции рабочих колёс. 3-D модель усовершенствованного рабочего колеса представлена на рис.18.

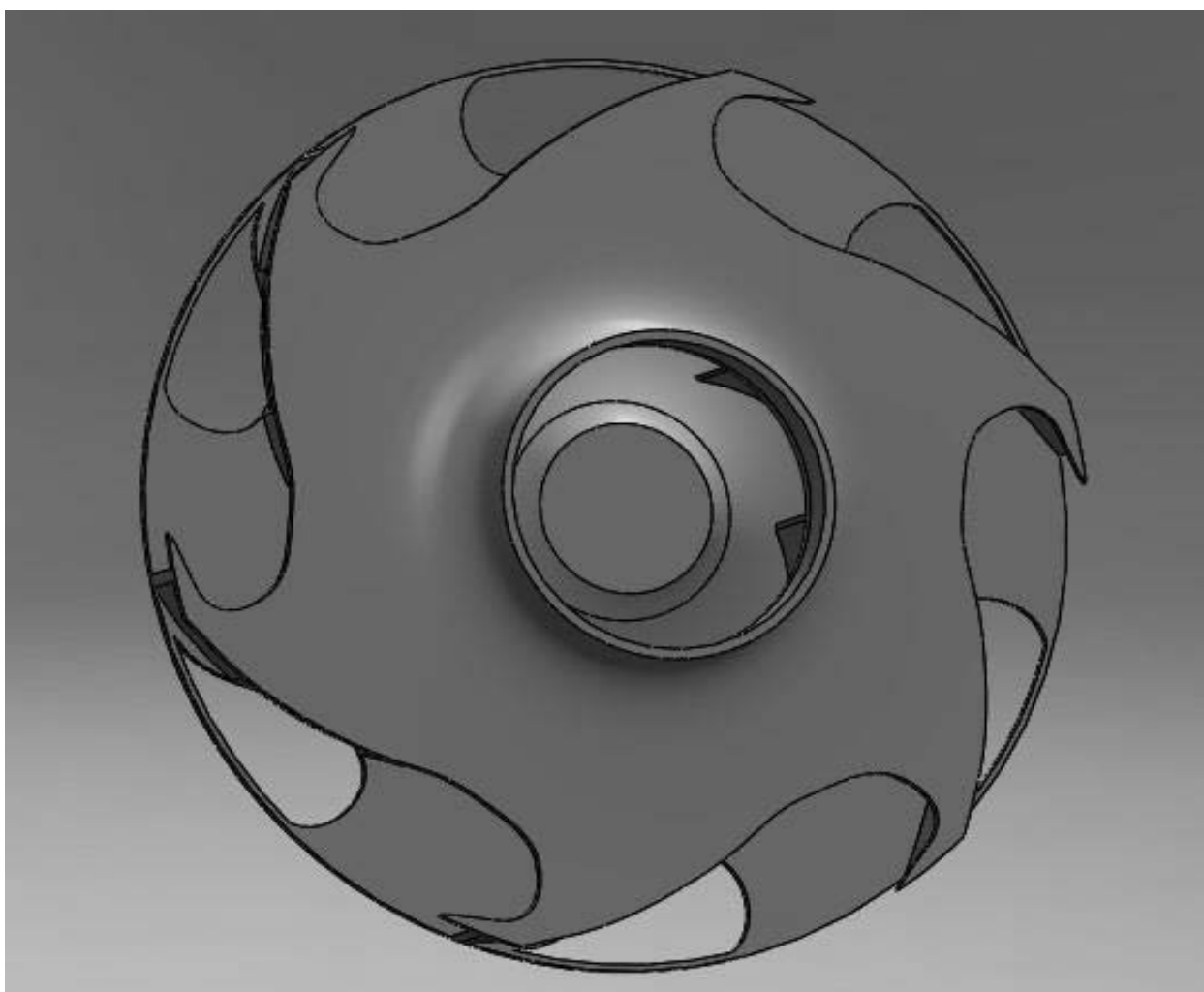


Рисунок - 18. Усовершенствованное рабочее колесо

Проанализируем, как повлияло усовершенствование рабочего колеса на основные характеристики.

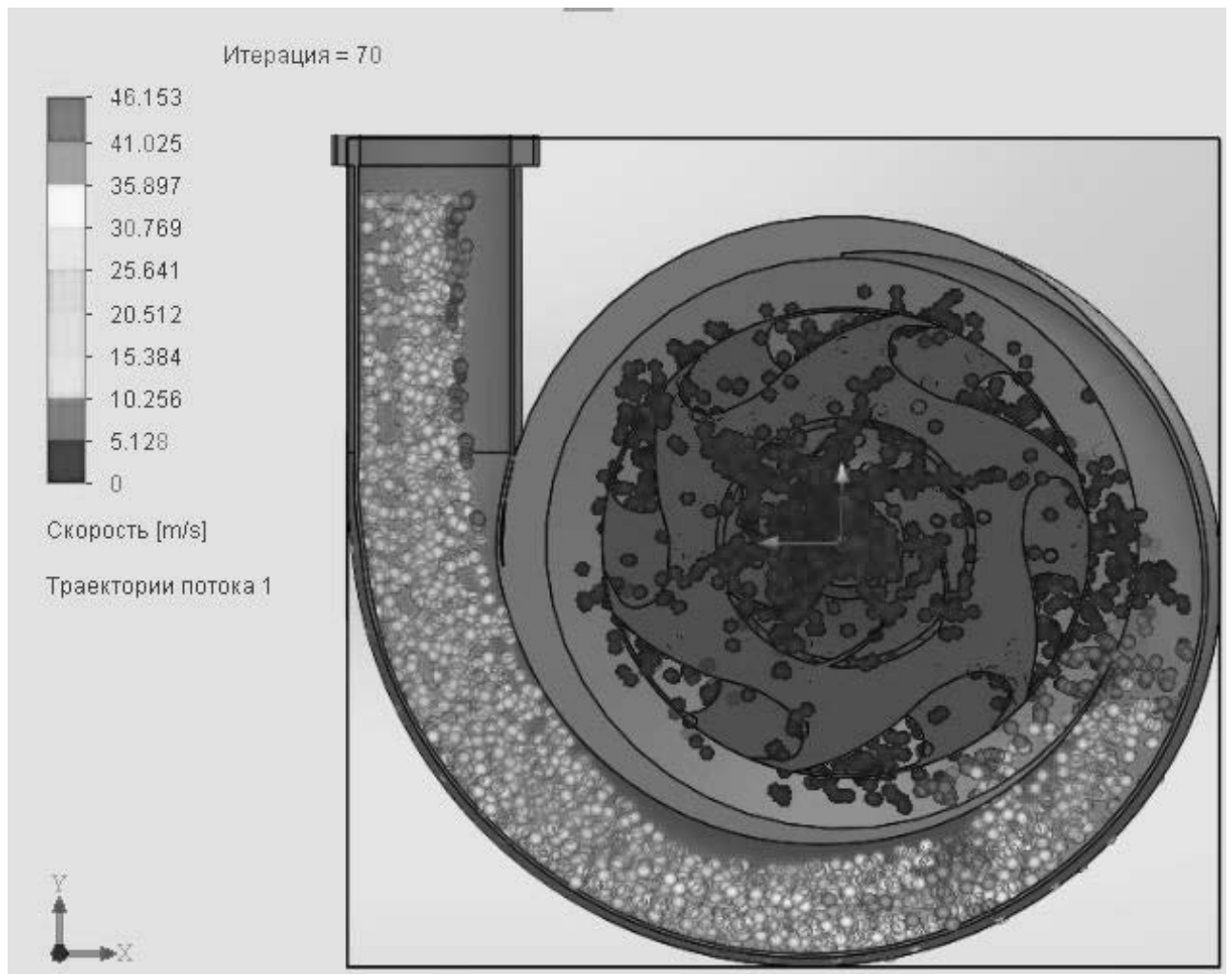


Рисунок - 19. Диаграмма скорости потока сквозь усовершенствованное рабочее колесо.

Определим расход на выходе насоса:

$$Q_3 = A \cdot v;$$

Где А – площадь напорного патрубка насоса;

V – скорость на выходе из насоса.

$$Q_3 = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot v = \frac{\pi \cdot (50 \text{ мм})^2}{4} \cdot 15,295 \approx 30 \text{ л/с};$$

$$Q_2 = Q_1 = Q_3;$$

Обобщенные результаты расчётов зависимости расхода от перепада давления для смоделированных условий усовершенствованного рабочего колеса представлены на рис.20

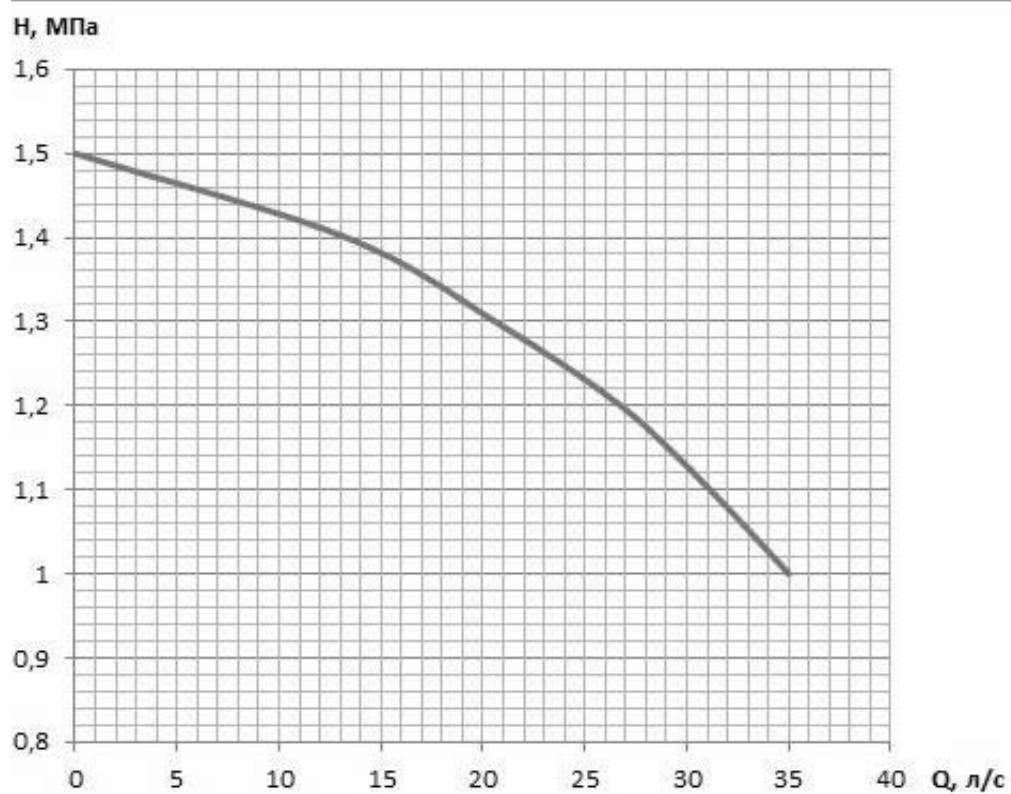


Рисунок - 20. Обобщённая характеристика Q-H по результатам численного моделирования для усовершенствованного рабочего колеса

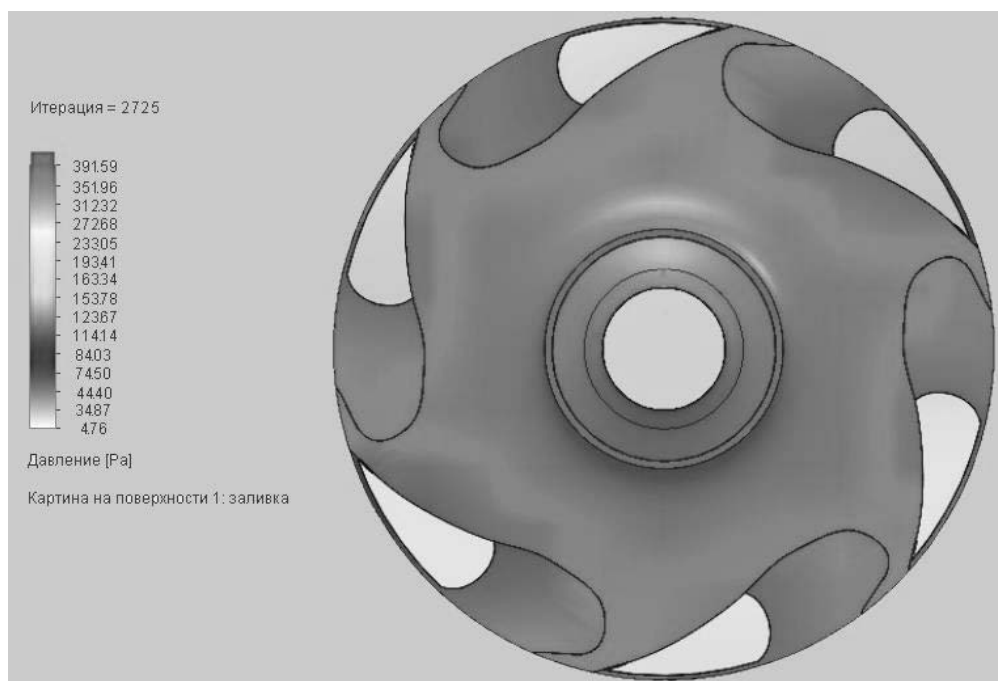


Рисунок - 21. Диаграмма давления на лицевой поверхности усовершенствованного рабочего колеса

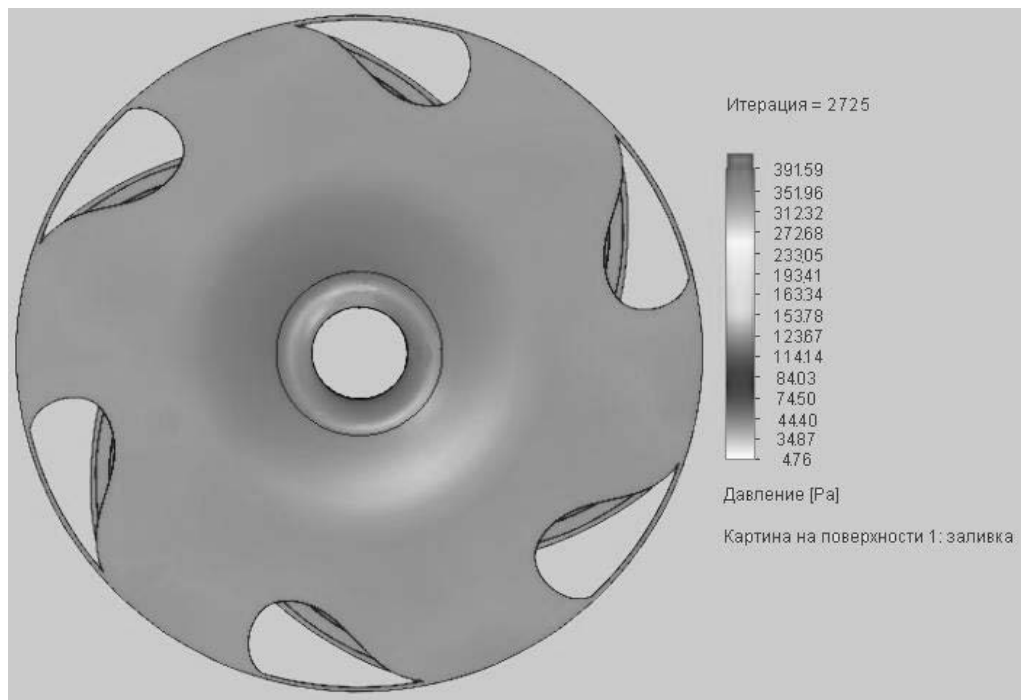


Рисунок - 22. Диаграмма давления на задней поверхности усовершенствованного рабочего колеса

Обобщенные результаты расчётов зависимости нагрузки от перепада давления для смоделированных условий представлены на рис.23

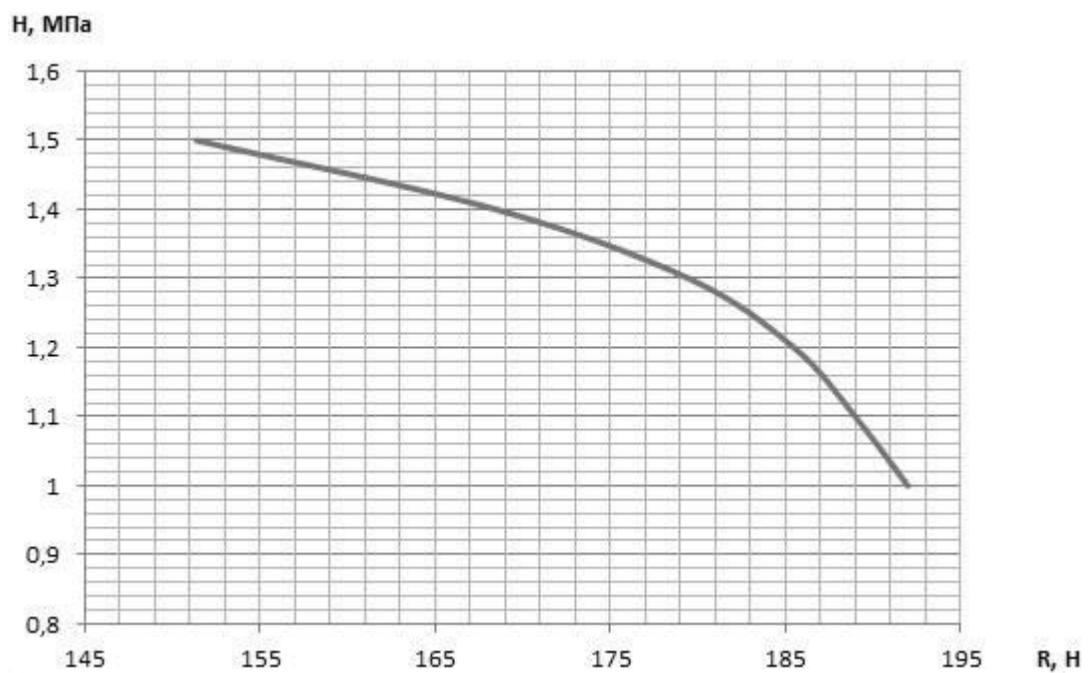


Рисунок - 23. График зависимости нагрузки на усовершенствованное рабочее колесо от перепада давления

Таким образом, модернизация рабочего колеса типа «Shurrricane» прошла успешно. Давление на усовершенствованное колесо распределилось ещё более равномерно, величины давлений также идут на уменьшение.

#### Выводы по разделу

Смоделирован рабочий процесс рабочего колеса закрытого типа. Модернизировали рабочее колесо, получили подтверждение технологии компании Ebara. Усовершенствовали колесо типа «Shurrricane».

Используя методы численного моделирования, удалось получить следующие данные, при поддержании постоянного перепада давления 1,1 МПа сведённые в табл.10:

	Q, л/с	R, Н	m, кг	I <sub>z</sub> , кг·м <sup>2</sup>
Рабочее колесо закрытого типа	31,23	194,1	2,5	0.025
Рабочее колесо типа «Shurrricane»	31,15	192,2	1.86	0.018
Усовершенствованное рабочее колесо	31,13	188,7	1.32	0.013

Построим зависимости изменения Q, R при поддержании постоянного перепада давления (рис.24,25):

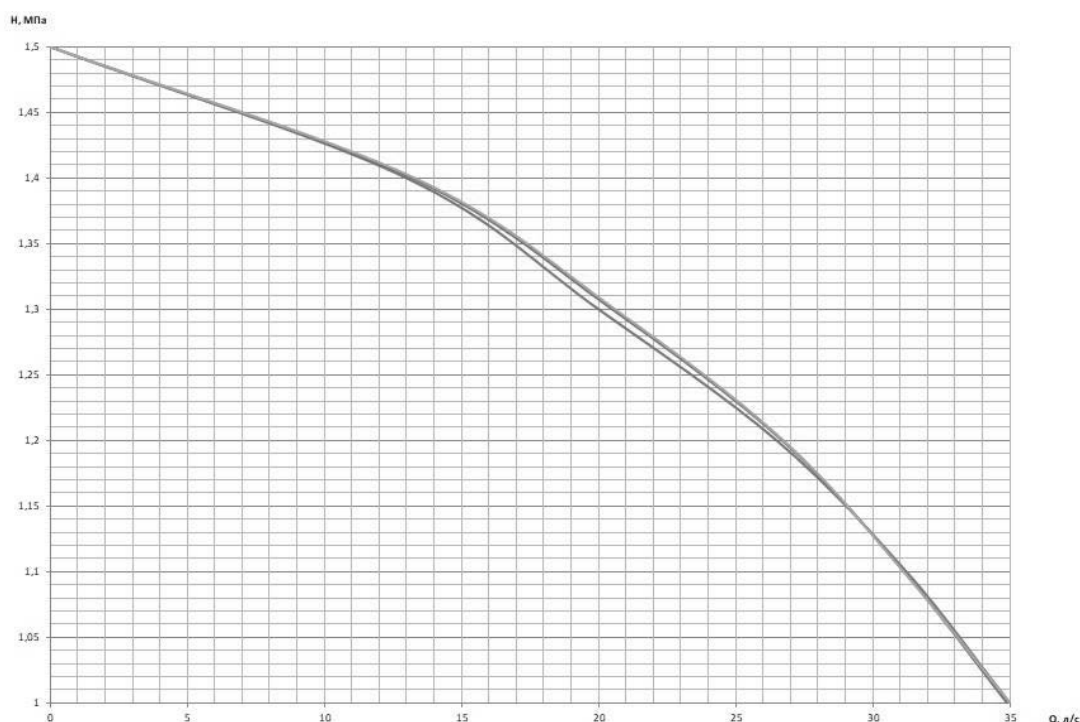


Рисунок - 24. Обобщённая характеристика Q-H для исследуемых рабочих колёс

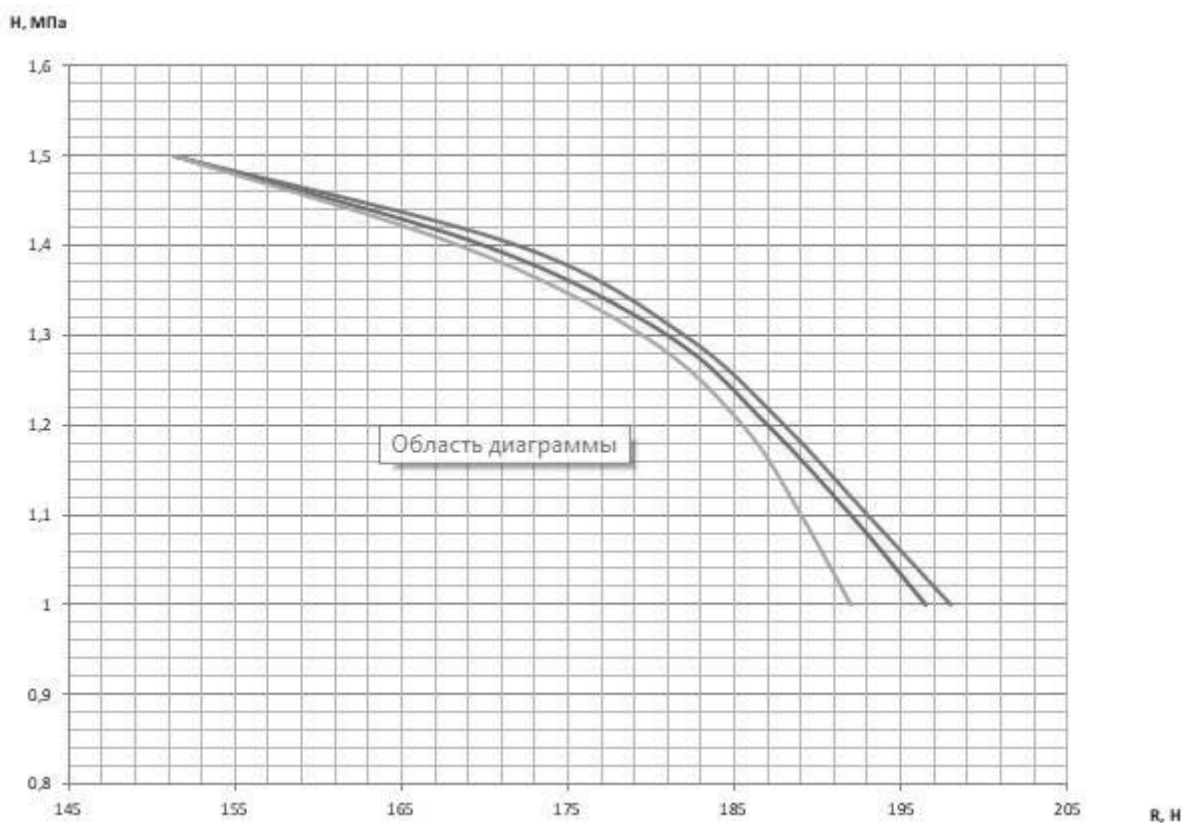


Рисунок - 25. Обобщённый график нагрузок на исследуемые рабочие колёса

Получили уменьшение массы, осевых нагрузок, при сохранении (незначительном  $\leq 5\%$  изменении) основных параметров рабочих колёс.

Исходя из данных численного моделирования рабочего процесса рабочего колеса центробежного насоса, при перепаде давления равным 1,1 МПа, усовершенствованное колесо показало наилучшие результаты по величинам гидродинамической нагрузки на колесо, при этом уменьшилась масса колеса, момент инерции.

Такое усовершенствование может значительно повлиять на долговечность подшипниковой пары, наработку на отказ насосного агрегата в целом.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате ВКР были решены следующие задачи:

- проанализировать существующие патенты на модернизацию рабочих колёс лопастных насосов;
- разработать рабочее колесо по заданным параметрам;
- смоделировать рабочий процесс для проектируемого рабочего колеса;
- модернизировать рабочее колесо и смоделировать рабочий процесс для идентичных параметров;
- улучшить модернизированное рабочее колесо типа «Shurrricane»;

На основании решённых задач, можно сделать вывод, что поставленная цель – моделирование рабочего процесса для спроектированного и модернизированных рабочих колёс, в реальных условиях - достигнута.



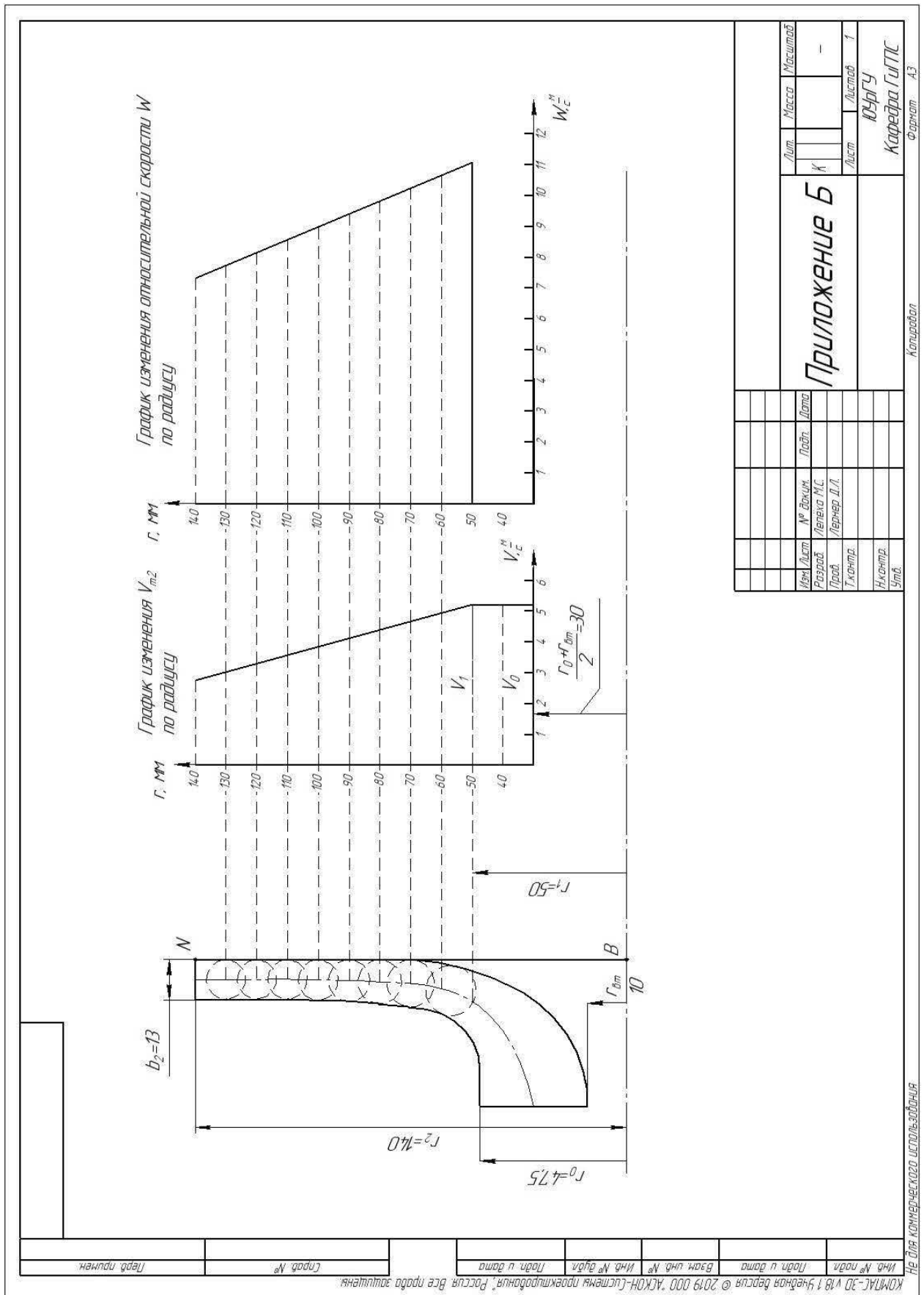
## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Эксплуатация насосно-силового оборудования на объектах трубопроводного транспорта : учебное пособие. — Тюмень : ТюмГНГУ, 2010. — 456 с. — ISBN 978-5-9961-0260-0
2. Спиридонов Е.К., Прохасько Л.С. Расчет и проектирование лопастных насосов: Учебное пособие к курсовому проекту. - Челябинск: ЮУрГУ, 2003. – 62 с.
3. Ломакин А.А. Центробежные и осевые насосы. М.: Машиностроение, 1966.
4. Д.Л.Лернер Характеристики устройства сопло-заслонка при обратном течении – Вестник ПНИПУ. Аэрокосмическая техника. 2013. №35
5. Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений: учебное пособие – СПбГУ, 2009. – 143 с
6. Смирнов Е.М., Зайцев Д.К. Метод конечных объемов в приложении к задачам гидрогазодинамики и теплообмена в областях сложной геометрии – Научно-технические ведомости, 2004 – 15с
7. Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике. – СПб.: БХВ-Петербург, 2009. – 1028 с.
8. Патент 2709404 ИБАРА КОРПОРЕЙШН Рабочее колесо для центробежного насоса
9. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение. 1992. – 672 с.
10. Спиридонов Е.К., Бровченко П.Н. Динамические насосы. Курсовые задания: Учебное пособие. – Челябинск: ЮУрГУ, 1998. – 35 с.
11. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов. – 2-е, изд., перераб. / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – М.: Машиностроение, 1982.
12. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. Т. 1. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1980. – 728 с.
13. Кубанов В.И. Гидропневмоавтоматика и гидропривод мобильных машин. Лопастные машины и гидродинамические передачи: Учеб. пособие для вузов; Под ред. В.В. Гуськова. – Мн.: Выш. шк., 1989. – 183 с.

14. Пфлейдерер К. Лопаточные машины для жидкостей и газов. – М.: Машгиз, 1960.
15. Ефимович В.Ф. Руководство к курсовому проектированию центробежных насосов. – Челябинск: ЧПИ, 1972
16. Смирнов П.Е. Тестирование одно- и двухпараметрических моделей турбулентности на трехмерной задаче, типичной для организации пленочного охлаждения // В кн.: Проблемы газодинамики и теплообмена в энергетических установках. Тр. XIV школы-семинара под руководством акад.



# ПРИЛОЖЕНИЕ Б. ПРОФИЛИРОВАНИЕ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ РАБОЧЕГО КОЛЕСА



Лист	№ докум.	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист	Лист
Разраб.	Лекция И.С.	Лекция И.С.	Лекция И.С.	Лекция И.С.	Лекция И.С.	Лекция И.С.	Лекция И.С.
Проб.	Лекция И.С.	Лекция И.С.	Лекция И.С.	Лекция И.С.	Лекция И.С.	Лекция И.С.	Лекция И.С.
И.С.	И.С.	И.С.	И.С.	И.С.	И.С.	И.С.	И.С.
И.С.	И.С.	И.С.	И.С.	И.С.	И.С.	И.С.	И.С.
И.С.	И.С.	И.С.	И.С.	И.С.	И.С.	И.С.	И.С.

Приложение Б

ЮУрГУ  
Кафедра ГИПС  
Формат А3

Не для коммерческого использования