

На правах рукописи

УДК 621.226



Лямасов Александр Константинович

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ПОВЫШАЮЩЕГО  
ГИДРОТРАНСФОРМАТОРА ДЛЯ ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ  
УСТАНОВОК МАЛЫХ И МИКРО ГЭС

Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

ОМСК - 2015

Работа выполнена на Кафедре Гидромеханики и гидравлических машин  
ФГБОУ ВПО «НИУ «МЭИ»

Научный руководитель: кандидат технических наук,  
доцент Орахелашвили Баграт Мерабович

**Официальные оппоненты:**

**Тимушев Сергей Федорович**, доктор технических наук, Заведующий кафедрой 202 ФГБОУ ВПО «Московский авиационный институт (национальный исследовательский университет)».

**Зотов Борис Николаевич**, кандидат технических наук, советник Генерального директора ЗАО НПО «Гидроаппарат».

**Ведущая организация:** ООО «УК «Группа ГМС»

Защита диссертации состоится «19» февраля 2015 г. в 15.30 в аудитории 6-340 на заседании диссертационного совета Д 212.178.09 при Омском государственном техническом университете по адресу: 644050, г. Омск, проспект Мира, дом 11.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке Омского государственного технического университета и на сайте организации: [www.omgtu.ru](http://www.omgtu.ru).

Отзывы на автореферат диссертации (в двух экземплярах, заверенные печатью учреждения) просьба направлять по адресу: 644050, г. Омск, проспект Мира, дом 11, диссертационный совет Д 212.178.09

Автореферат разослан «\_\_» \_\_\_\_\_ 20 г.

Ученый секретарь  
Диссертационного совета  
доцент, к.т.н.



Нестеренко Г.А.

## ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Диссертация посвящена разработке и исследованию повышающего гидродинамического трансформатора для гидроэнергетических установок малых и микро ГЭС.

### Актуальность темы.

Актуальность темы диссертации определяется тенденцией к поиску технических решений малых ГЭС, обеспечивающих экономическую эффективность проектов.

Малая энергетика - это на сегодняшний день наиболее экономичное решение энергетических проблем для территорий, относящихся к зонам децентрализованного электроснабжения. По некоторым данным к таким относится около 50-70% территории России, в связи, с чем важность источников энергии для автономного энергоснабжения возрастает. Учитывая также быструю окупаемость, обеспечение социального развития и экологической безопасности, становится ясно, что малые ГЭС соответствуют концепции устойчивого развития, что подтверждает актуальность развития данного направления.

Компоновочные решения установок малых ГЭС имеют свою специфику, существенно отличающиеся от крупных гидроэнергетических установок, связанные с особенностями функционирования и технико-экономических показателей, что требует дополнительного анализа.

В условиях рыночной экономики, требующих высокой рентабельности проектов, а также ограниченности серийно выпускаемого гидротурбинного оборудования для малых ГЭС, среди множества вариантов компоновок оборудования можно выделить вариант с применением в качестве гидротурбин лопастных насосов в обращенном режиме в комплектации с серийно выпускаемыми высокоскоростными генераторами, что возможно при установке между ними повышающей передачи для увеличения частоты вращения.

Необходимо отметить, что важнейшей особенностью малых ГЭС при работе на автономного потребителя является возможность достаточно резкого изменения электрической нагрузки, сравнимой по величине с номинальной мощностью агрегата. При этом, также в широких пределах, могут изменяться некоторые ключевые параметры режима работы объекта. Указанные обстоятельства могут приводить к разгону приводной гидротурбины и выходу из строя генератора.

С учетом указанных особенностей и на основании принятых показателей качества среди множества различных вариантов компоновки оборудования малых ГЭС конкурентоспособным является вариант с применением в качестве повышающей передачи между гидротурбиной и генератором гидродинамического трансформатора (ГДТ) поскольку позволяет:

- 1) использовать в качестве гидротурбин центробежные насосы в турбинном режиме, имеющие существенно меньшую стоимость;
- 2) использовать широкую номенклатуру серийного генераторного оборудования с высокой частотой вращения, что позволяет значительно уменьшить стоимость закупки электромашины;
- 3) исключить из схемы гидроэнергетической установки дополнительные устройства, которые должны обеспечить торможение агрегата при сбросе нагрузки;
- 4) обеспечить возможность регулирования выходных параметров МГЭС при нерегулируемой приводной турбине;
- 5) увеличить ресурс работы электрооборудования ввиду отсутствия жесткого соединения валов турбины и генератора, что обеспечивает гашение крутильных колебаний и плавное изменение момента.

Анализ технической литературы показал отсутствие существующих методик проектирования повышающих гидродинамических передач и их конструкций.

В литературных источниках встречается лишь классификация гидродинамических трансформаторов, где по возможности работы на режимах с передаточным отношением, большим единицы, выделяют мультипликативные гидродинамические передачи (ГДП). Приводится также принципиальная схема работы понижающей передачи в мультипликативном режиме, путем включения в ее конструкцию механического мультипликатора

Таким образом, задача разработки и исследования повышающих ГДП является актуальной, имеющей важное научное и практическое значение, направленной на развитие малой гидроэнергетики.

**Целью диссертационной работы** является разработка и исследование повышающей ГДП для гидроэнергетических установок малых и микро ГЭС с центробежным насосом в турбинном режиме; сравнительный анализ с возможными функциональными аналогами, исследование гидродинамических процессов в объекте, получение его характеристик, анализ работы. Необходимо также создать методологию расчета параметров повышающей гидродинамической передачи на различные рабочие условия. При этом существенной является задача разработки рациональных конструкторско-технологических решений с параллельной оптимизацией параметров ГДП.

Достижение поставленной цели должно быть реализовано с использованием того огромного опыта, который накоплен для гидродинамических передач и других лопастных гидромашин в части анализа и исследования физических явлений и процессов, протекающих в различных элементах объекта.

В работе исследуется конкретный случай применения повышающей гидродинамической передачи – малая ГЭС, но полученные результаты могут быть использованы при проектировании других установок, например ВЭС или буровых установок.

Для достижения поставленной цели необходимо решить следующие

**основные задачи:**

- Провести сравнительный анализ возможных вариантов гидроэнергетических установок малых и микро ГЭС;
- Выполнить расчетно-экспериментальное исследование работы лопастных насосов в обратном режиме в качестве гидротурбин;
- Изучить существующие методики проектирования понижающего ГДТ с точки зрения применимости для проектирования повышающих ГДП;
- Разработать адаптированную методологию проектирования повышающего ГДТ на примере проектирования конкретной гидромашины;
- Провести численный эксперимент для оптимизации параметров ГДТ и получения рекомендаций к проектированию;
- Получить характеристики повышающего ГДТ;
- Разработать математическую модель повышающей гидродинамической передачи с целью анализа ее работы в системе гидроэнергетических установок малых ГЭС;
- Разработать конструкцию повышающей гидродинамической передачи с учетом специфики протекающих в гидромашине процессов;

**Методами исследования установлены:** литературный поиск; патентный анализ; энергетические испытания центробежного насоса в турбинном режиме; численное моделирование течения в проточной части центробежного насоса, неподвижного реакторного колеса и радиально-осевой гидротурбины с использованием комплекса «Flow Vision»; численное моделирование течения в проточной части центробежного насоса, неподвижного реакторного колеса и радиально-осевой и осевой гидротурбины с использованием комплекса «Ansys CFX».

**Научная новизна.** По результатам решения поставленных задач, можно выделить следующие основные положения:

- Предложена методика оценки параметров центробежных насосов, работающих в качестве турбин, подтвержденная экспериментом;
- Разработана принципиально новая методика расчета рабочих параметров повышающей ГДП, даны рекомендации для минимизации потерь в круге циркуляции и достижения требуемых характеристик;
- На основе исследования характеристик повышающей гидродинамической передачи получена ее математическая модель, позволяющая исследовать влияние внешних параметров на характеристики гидромашины и ее работу в составе гидроэнергетической установки малой ГЭС;
- На основании анализа полученных характеристик разработан эффективный способ защиты генератора от разгона и регулирования выходной частоты вращения повышающего ГДТ;
- Разработаны методики проведения необходимые прочностных, тепловых и антикавитационных расчетов для запатентованной конструкции повышающего ГДТ.

**Практическая значимость** полученных результатов состоит в том, что применение повышающих ГДП на гидроэнергетических установках малых ГЭС повышает их экономическую эффективность, в связи с уменьшением капитальных затрат и повышением надежности работы оборудования при изменении режимов работы.

Возможность реального достижения данного эффекта обусловлена тем, что в работе:

- Проведен сравнительный анализ различных вариантов компоновки гидроэнергетических установок малых и микро ГЭС;
- Получены экспериментальные данные, позволяющие говорить об эффективном использовании в качестве турбин малых и микро ГЭС лопастных насосов двустороннего входа в обратном режиме. Предложены рекомендации по модернизации проточной части насосов;

- Установлены гидродинамические качества рабочих колес исследуемого повышающего ГДТ;
- Получены характеристики повышающего ГДТ и разработана методика их корректировки;
- Выявлено свойство торможения повышающих ГДП, ограничивающее увеличение частоты вращения генератора при уменьшении внешней нагрузки. Указанное свойство обеспечивает защиту генератора при сбросе нагрузки без использования средств автоматики и дополнительных механизмов, а также повышает надежность работы гидроэнергетических установок при изменении электрической нагрузки.
- Разработана конструкция повышающего ГДТ, обладающая высокой технологичностью в условиях мелкосерийного производства. Предложены варианты модификаций конструкций, в том числе с применением байпасирования насосного колеса, что на основании полученных внутренних характеристик ГДТ может эффективно обеспечивать возможность регулирования передачи или защиту генератора от разгона гидротурбины.

**Личный вклад автора** заключается в:

- проведении обзора и анализа литературных данных, проведение патентного поиска;
- разработке методики и проведение экспериментальных и расчетно-теоретических исследований насосов двустороннего всасывания в турбинном режиме;
- разработке методики определения основных рабочих и геометрических параметров повышающего ГДТ;
- проведении многократного решения трехмерной гидродинамической задачи для лопастных систем повышающего ГДТ;
- разработке математической модели повышающего ГДТ;
- исследовании работы и получении характеристик повышающего ГДТ при изменении нагрузки;



- разработке способа защиты генератора от разгона гидротурбины и способа регулирования выходной частоты вращения повышающего ГДТ путем байпасирования рабочего насосного колеса;
- разработке запатентованной конструкции повышающего ГДТ, обладающего большей эффективностью по сравнению с существующими аналогами за счет уменьшения потерь на дисковое трение.

### **Степень достоверности и апробация работы.**

Достоверность полученных результатов обусловлена использованием строгих математических методов, методов компьютерного моделирования, экспериментальными данными.

Результаты диссертационной работы и основные положения, содержащиеся в ней, были представлены и обсуждены на представительных семинарах и конференциях, в том числе:

- Заседания кафедры гидромеханики и гидравлических машин НИУ «МЭИ», Москва, 2012-2014.гг.
- На общеуниверситетской научно-практической конференции «Студенческая весна-2012», Москва, 2012 г.
- На второй Всероссийской научно-практической конференции Повышение надежности и эффективности эксплуатации электрических станций и энергетических систем «Энерго-2012», Москва, 2012 г.
- На 17-ой международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика», Москва, 2013 г.
- На научном семинаре по вопросам использования возобновляемых источников энергии, повышения энергоэффективности и энергосбережения, Москва, 2013 г.
- На 19 и 20 международной научно-технической конференциях студентов и аспирантов «Радиоэлектроника, электротехника и энергетика», Москва, 2013-2014гг.

### **Положения выносимые на защиту:**

- Математическая модель повышающего гидротрансформатора, результаты исследований на её базе характеристик и свойств повышающего гидротрансформатора.
- Методика проектирования повышающего гидротрансформатора, в том числе с учетом результатов трехмерного моделирования вязкого течения в лопастных системах гидродинамической передачи.
- Технические решения конструкции повышающей гидродинамической передачи и её модификации, обеспечивающие регулирования выходных параметров гидромашины в составе гидроэнергетических объектов малых и микро ГЭС, за счет свойств и характеристик гидротрансформатора.

**Публикации.** По материалам диссертационной работы опубликовано 9 печатных трудов, из них в изданиях по перечню ВАК – 3 статьи, 1 патент на изобретение.

Структура и объем работы. Диссертация изложена на 184 стр. имеет 105 рисунков и 55 таблиц, включает титульный лист, содержание, список основных условных обозначений, введение, 4 главы, заключение и список использованных источников (106 наименований).

## **ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ**

**Во введении:** показана актуальность темы диссертации, сформулированы цели и задачи исследования.

**В первой главе** проведен анализ различных типов малых энергетических установок для получения электроэнергии в условиях децентрализованного электроснабжения, который показывает значительные преимущества МГЭС. Наряду с этим существуют объективные причины недостаточного развития малой энергетики на территории РФ. Использование стандартных насосов в турбинном режиме – альтернатива мелкосерийным гидротурбинам со значительной экономической выгодой, что может способствовать более широкому внедрению МГЭС. В связи с

этим представлено описание и даны результаты экспериментального и трехмерного гидродинамического расчета на базе программного комплекса Ansys насоса двустороннего входа Д630-90 в турбинном режиме.

В результате анализа полученных данных даются рекомендации по модернизации проточной части подобных гидромашин для применения на МГЭС. Основными из них можно считать: оценка оптимальной зоны работы насоса в турбинном режиме, увеличение площади выхода из рабочего колеса, скругление входной кромки рабочего колеса.

Близость расчётных и экспериментальных значений КПД показывают адекватность расчётной методики обращённых гидравлических машин, позволяют определить направления развития их модификаций для повышения эффективности и подтверждают работоспособность МГЭС с подобными турбинами.

Рассмотрены различные варианты установок МГЭС, выделены их преимущества и недостатки. В результате получен ряд схемных решений для дальнейшего подробного рассмотрения. Показано, что применение повышающей передачи между гидротурбиной и генератором не только часто является необходимой мерой для применения серийного генератора, но и может использоваться в качестве способа понижения закупочной стоимости оборудования МГЭС. Указанный результат исследований подтверждается современной практикой строительства малых ГЭС. В свою очередь применение именно повышающей гидродинамической передачи может стать конкурентоспособным решением (в особенности для диапазона мощностей от 50 до 250 кВт) в зависимости от приоритетов заказчика.

Широкое распространение получили гидротрансформаторы, предназначенные для повышения момента на выходном валу. Однако, до настоящего времени разработке теории и проектированию повышающих ГДП не уделялось достаточного внимания, несмотря на то, что ГДП, в отличие от традиционных механических мультипликаторов, могут улучшить

динамические показатели агрегата и решить проблему защиты генератора от разгона турбины при сбросе нагрузки.

**Во второй главе** показано, что существующие методики проектирования не подходят для получения рабочих параметров и геометрии повышающей ГДП. В тоже время применение метода трехмерного гидродинамического моделирования позволяет выбрать оптимальную геометрию круга циркуляции.

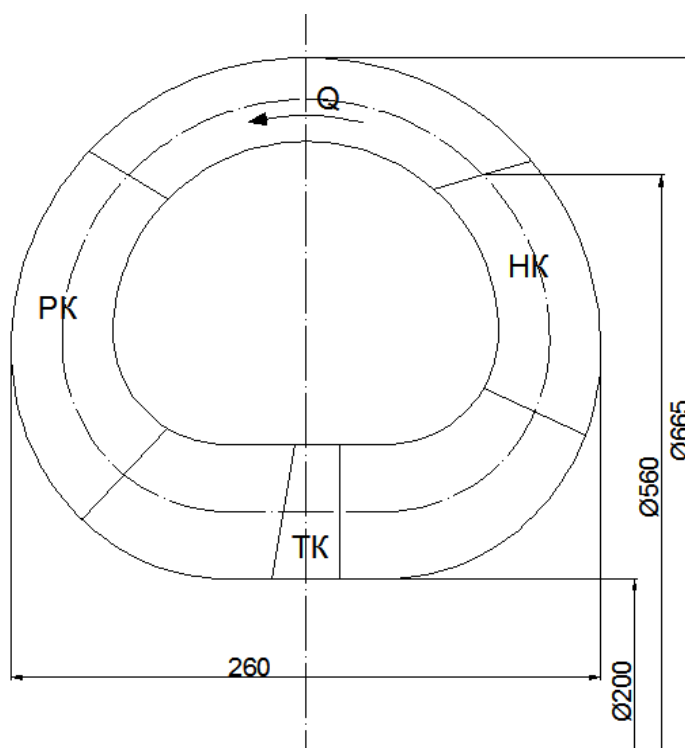


Рис. 1. Круг циркуляции повышающего ГДТ

Даются рекомендации к построению геометрии круга циркуляции: проточная часть проектируемой ГДП должна обеспечить равномерное изменение меридианных скоростей вдоль средней поверхности тока; необходимо стремиться к расположению турбинного колеса на наименьших радиусах; увеличение размеров круга циркуляции позволяет реализовать более плавную проточную часть, что улучшает картину течения; для передаточного отношения  $i=2,5$  оптимальной является следующая последовательность лопастных систем - насосное колесо (НК) - реакторное колесо (ПК) – турбинное колесо (ТК).

На основании полученных соотношений для ГДП, определяются ориентировочные значения расхода в круге циркуляции и напоров рабочих колес, геометрические параметры лопастных систем.

Представлен вывод выражений для описания внешних и внутренних характеристик повышающего ГДТ с последовательностью лопастных систем НК-РК-ТК.

Анализируя полученные уравнения, можно заключить, что момент на насосном и турбинном колесе является квадратичной функцией величины расхода  $Q$  и явно зависит от передаточного отношения  $i$ .

Получены уравнения для теоретического согласования геометрии лопастных систем при учете потерь в круге циркуляции на заданном режиме.

Результатом является система двух уравнений с двумя неизвестными, совместное решение которых и дает значение искомого оптимального расхода для некоторого заданного режима при минимизации потерь:

$$\left\{ \begin{array}{l} \Delta = A + A_1 e^x - A_2 e^{2x}; \\ \Delta^2 = -\frac{(\varphi_p E^2 + \varphi_n L^2 + N)}{\varphi_T B} - \frac{(\varphi_n 2LK - \varphi_p 2DE)}{\varphi_T B} e^x - \frac{(\varphi_p D^2 + \varphi_n K^2)}{\varphi_T B} e^{2x} \\ \quad + \frac{(\varphi_p (D - E)^2 + \varphi_n (L + K)^2 + N)}{\varphi_T B} e^{3x}. \end{array} \right.$$

Здесь  $\varphi$  - коэффициент ударных потерь,  $A \dots N$  - коэффициенты геометрических и режимных параметров ГДТ,  $x$  - коэффициент связи расходов,  $\Delta$  - режимный параметр (характеризует разницу углов на входе в ТК). Результаты решения позволяют уточнить рабочие параметры ГДТ с учетом минимизации потерь в круге циркуляции в соответствии с искомой выходной характеристикой, а также определить оптимальные геометрические параметры лопастных систем, при различных взаимных расположениях рабочих органов.

Расчет может проводиться с целью расширения зоны работы с высоким значением КПД и получения необходимой внешней характеристики.

**В третьей главе** проводится трехмерное гидродинамическое моделирование течения в лопастных системах повышающего ГДТ.

Геометрия каждой решетки ГДП изменялась в результате проведенных расчетов с целью повышения эффективности. Анализ проводился по эпюрам распределения скоростей и давлений, а также по интегральным показателям лопастных систем на входе и выходе расчетных областей.

Расчеты проводились в диапазоне, где результаты можно считать достоверными, что определялось по получаемым значениям  $y^+$  по поверхностям лопастей всех расчетных органов и уровню *RMS* невязок.

В результате были получены согласованные в расчетном режиме рабочие органы повышающего ГДТ, имеющие следующие интегральные показатели:

Таблица 1

Лопастная система	ТК	НК	РК
Расход в круге циркуляции, м <sup>3</sup> /с	0,315		
Полное давление на входе, кПа	234,5	101,3	242,4
Полное давление на выходе, кПа	99,1	242,4	231,7
Расходная составляющая абсолютной скорости на входе, м/с	6,50	6,40	4,20
Расходная составляющая абсолютной скорости на выходе, м/с	6,50	4,26	6,3
Циркуляция на входе, м <sup>2</sup> /с	4,52	0,11	14,04
Циркуляция на выходе, м <sup>2</sup> /с	0,12	14,09	4,78
Мощность на валу, кВт	40,81	47,54	
Момент, Н·м	-259,8	756,6	-500,8
КПД, %	84,7	92,7	97,1

Таким образом, применение метода трехмерного гидродинамического моделирования позволило выбрать оптимальную геометрию круга циркуляции и лопастной системы турбинного колеса, а также наметило пути изменения лопастных систем насосного и реакторного колес, обеспечивающих высокую эффективность передачи.

Предлагается следующая методология получения математической модели повышающей ГДП:

- 1) Провести многократное решение трехмерной гидродинамической задачи для лопастных систем ГДП;
- 2) Сформировать характеристические полиномы лопастных систем на основе известных из теории гидродинамики выражений;
- 3) Составить систему уравнений, описывающую рабочий процесс ГДП;
- 4) Рассмотреть решение системы для различных входных условий.

Сформированная система уравнений имеет следующий вид:

$$\Gamma_{2T} = 0,01\Gamma_{1T} - 52,47Q + 0,1065\omega_T;$$

$$\Gamma_{2H} = 0,077\Gamma_{1H} - 34,05Q + 0,392\omega_H;$$

$$\Gamma_{2P} = 17,83Q;$$

$$\Gamma_{2T} = \Gamma_{1H}; \quad \Gamma_{2H} = \Gamma_{1P}; \quad \Gamma_{2P} = \Gamma_{1T};$$

$$M_{Г.Н} = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_{2H} - \Gamma_{1H});$$

$$M_{Г.Т} = \frac{\rho Q}{2\pi} (\Gamma_{2T} - \Gamma_{1T});$$

$$M_{Г.Р} = \frac{\rho Q}{2\pi \eta_{Г}^P} (\Gamma_{2P} - \Gamma_{1P});$$

$$M_{Г.Т} = - \frac{N_{ВЫХ}}{\omega_m \eta_{Г}^m \eta_o^m \eta_M^m};$$

$$M_{Г.Н} = \frac{N_{ВХ} \eta_{Г}^H \eta_o^H \eta_M^H}{\omega_H};$$

$$N_{ВЫХ} = N_{ВХ} \eta_{Г}^H \eta_o^H \eta_M^H \eta_{Г}^T \eta_o^T \eta_M^T \eta_{Г}^P$$

$$\eta_{Г}^T = \left( (-0,0033\omega_T + 0,0544)\Gamma_{1T}^2 + (0,0763\omega_T - 5,621)\Gamma_{1T} + (-0,532\omega_T + 147,510 - 2; \right.$$

$$\left. \eta_{Г}^H = (-3,324 \cdot 10^4 - 231\,686 \cdot \Gamma_{1H}) \left( \frac{Q}{\omega_H} \right)^2 + (355,22 + 12,83 \cdot \Gamma_{1H}) \frac{Q}{\omega_H} \right.$$

$$\left. \eta_{Г}^P = -0,349Q^2 + 0,00329Q + 1. \right.$$

В результате решения системы были получены данные свидетельствующие о том, что:

- спроектированная ГДП позволяет повысить частоту выходного вала по отношению к входному с передаточным числом, зависящим от режима работы;

- расход в круге циркуляции изменяется незначительно, однако согласно определенному виду характеристик турбинного (ТК) и насосного (НК) колеса это приводит к существенному изменению частоты вращения на выходном валу ГДТ при сбросе нагрузки. Данное обстоятельство говорит о недостаточном проявлении свойств торможения. Под этим понимается способность ГДП незначительно изменять частоту вращения выходного вала при изменении мощности.

С целью улучшения свойства торможения рассмотрены различные варианты. Одним из наиболее простых и эффективных путей решения поставленной задачи является увеличение крутизны напорных характеристик, как лопастных систем гидротрансформатора, так и приводной гидротурбины. Стоит отметить, что безусловным преимуществом увеличения крутизны характеристики насосного колеса ГДП для улучшения свойства торможения (Рис. 2), является возможность минимальных изменений в конструкции и параметрах. Необходимый результат в данном случае достигается путем уменьшения угла на выходе из рабочего колеса и увеличением его выходного диаметра.

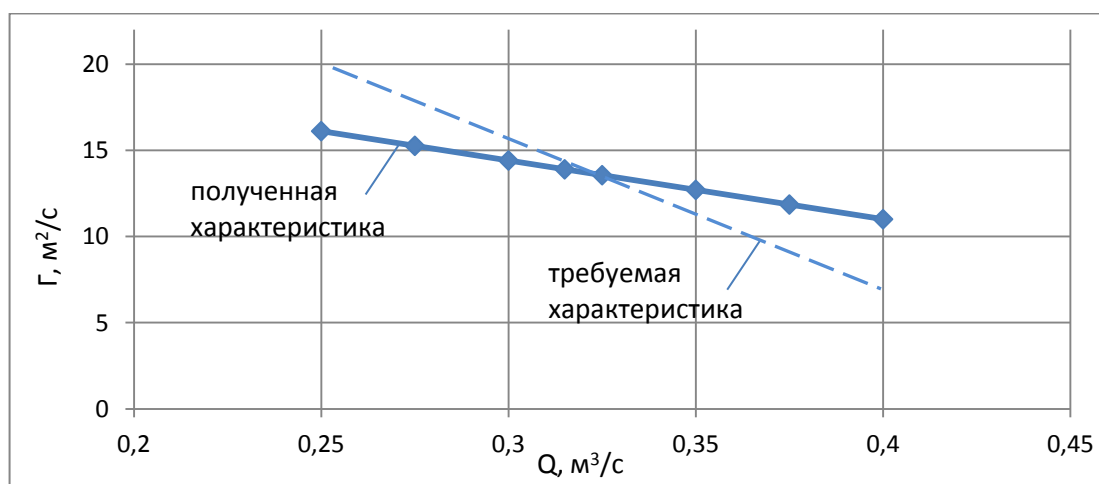


Рис. 2. Зависимость выходной циркуляции от расхода для НК ГДП.



Результаты расчетов для повышающего гидротрансформатора с более крутой характеристикой насосного колеса приведены ниже.

Таблица 2

Лопастная система	ТК	НК	РК
Расход в круге циркуляции, м <sup>3</sup> /с	0,315		
Полное давление на входе, кПа	234,5	<b>101,3</b>	242,4
Полное давление на выходе, кПа	99,1	<b>243,4</b>	231,7
Расходная составляющая абсолютной скорости на входе, м/с	6,50	<b>6,37</b>	4,20
Расходная составляющая абсолютной скорости на выходе, м/с	6,50	<b>4,25</b>	6,3
Циркуляция на входе, м <sup>2</sup> /с	4,52	<b>0,08</b>	14,04
Циркуляция на выходе, м <sup>2</sup> /с	0,12	<b>14,2</b>	4,78
Мощность на валу, кВт	40,81	<b>47,71</b>	
Момент, Н·м	-259,8	<b>759,75</b>	-500,8
КПД, %	84,7	<b>91,1</b>	97,1

Таблица 3

Решетка ГДП	Количество лопастей	Угол на входе		Угол на выходе	
		втулка	периферия	втулка	периферия
ТК	20	$\beta_{1л} = 53^\circ$	$\beta_{1л} = 38^\circ$	$\beta_{2л} = 22^\circ$	$\beta_{2л} = 8^\circ$
НК	21	$\beta_{1л} = 37^\circ$	$\beta_{1л} = 33^\circ$	<b><math>\beta_{2л} = 22^\circ</math></b>	<b><math>\beta_{2л} = 18^\circ</math></b>
РК	23	$\alpha_{1л} = 64^\circ$	$\alpha_{1л} = 63^\circ$	$\alpha_{2л} = 35^\circ$	$\alpha_{2л} = 40^\circ$

Таблица 4

$N_{ВХ}$	Вт	55000	52500	50000	<b>47000</b>	45000	43000	41000
$N_{ВЫХ}$	Вт	41 552	39 302	37 251	<b>34 644</b>	33 048	31 353	29 744
$\omega_{ВХ}$	1/с	62,832	62,832	62,832	<b>62,832</b>	62,832	62,832	62,832
$Q$	м <sup>3</sup> /с	0,308	0,311	0,314	<b>0,318</b>	0,321	0,324	0,327
$\omega_{ВЫХ}$	1/с	141,56	147,35	151,87	<b>156,93</b>	161,0	164,67	168,84
$M_H$	Н·м	779,00	745,23	712,08	<b>672,29</b>	645,79	618,43	590,94
$M_T$	Н·м	-340,29	-313,53	-290,67	<b>-265,30</b>	-248,14	-232,09	-216,30
$M_p$	Н·м	-422,94	-415,73	-405,83	<b>-391,43</b>	-382,02	-370,71	-359,53
$\Gamma_{1H}$	м <sup>2</sup> /с	-1,43	-0,84	-0,28	<b>0,35</b>	0,78	1,19	1,58
$\Gamma_{1T}$	м <sup>2</sup> /с	5,49	5,54	5,6	<b>5,67</b>	5,72	5,77	5,82
$\Gamma_{1p}$	м <sup>2</sup> /с	14,91	14,69	14,44	<b>14,11</b>	13,86	13,60	13,33
$\eta_{ГН}$		0,908	0,910	0,913	<b>0,917</b>	0,92	0,922	0,924
$\eta_{ГР}$		0,968	0,967	0,967	<b>0,966</b>	0,965	0,964	0,964
$\eta_{ГТ}$		0,877	0,868	0,861	<b>0,849</b>	0,844	0,837	0,831

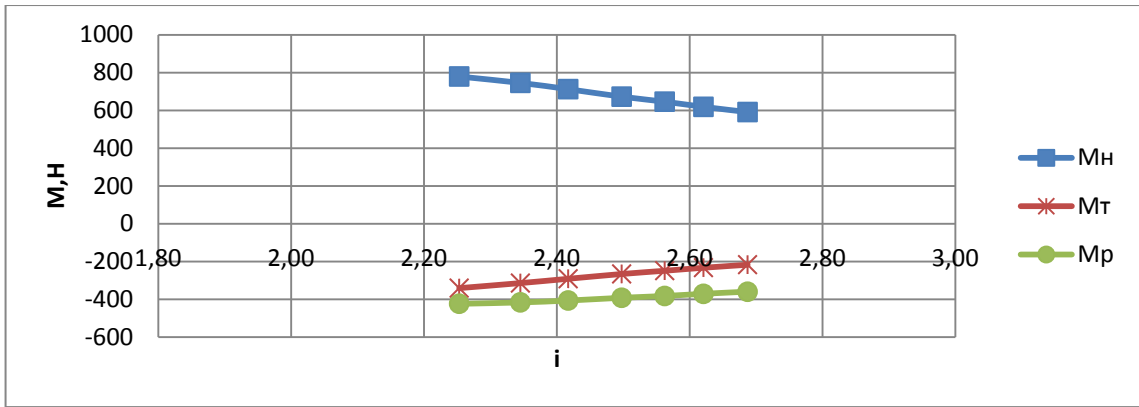


Рис. 3. Внешняя моментная характеристика ГДП,  $M=f(i)$

Результаты показывают, что более крутая напорная характеристика насосного колеса обеспечивает меньшее изменение частоты вращения выходного вала для различных режимов работы повышающей ГДП. Данное обстоятельство говорит об улучшении свойства торможения. При изменении нагрузки на выходном валу в диапазоне  $\pm 15\%$ , частота вращения изменяется не более чем на 8%.

Таким образом, свойство торможения ГДП при изменении нагрузки обусловлено смещением режимных точек на характеристиках лопастных систем. Так, снижение нагрузки на выходном валу приводит к увеличению частоты вращения турбинного колеса и необходимости увеличения расхода в круге циркуляции. Большему расходу на характеристике насоса будет соответствовать меньший напор, что и приводит к установлению баланса энергии в круге циркуляции.

Вид полученных зависимостей  $M=f(i)$  соответствует теоретическим выражениям, полученным ранее.

Анализ полученных характеристик повышающей ГДП показывает, что в значительном диапазоне изменения нагрузки на выходном валу расход в круге циркуляции изменяется незначительно, при этом нежелательное увеличение частоты вращения выходного вала сопровождается увеличением расхода в круге циркуляции. На основании этих данных была рассмотрена возможность компенсировать нежелательное изменение расхода в круге циркуляции байпасированием НК. При этом приводная гидротурбина и

насосное колесо будут работать по известной характеристике, а турбинное и реакторное колесо в режиме, обеспечивающем необходимую частоту вращения выходного вала.

**Четвертая глава** посвящена разработке методики проведения необходимые прочностных, тепловых и антикавитационных расчетов для запатентованной конструкции повышающего ГДТ, обладающего высокой эффективностью за счет уменьшения поверхностей трения с жидкостью, и отвечающей высоким показателям технологичности единичного изготовления. Выполненный размерно – технологический анализ подтвердил правомерность назначенных допусков и работоспособность конструкции.

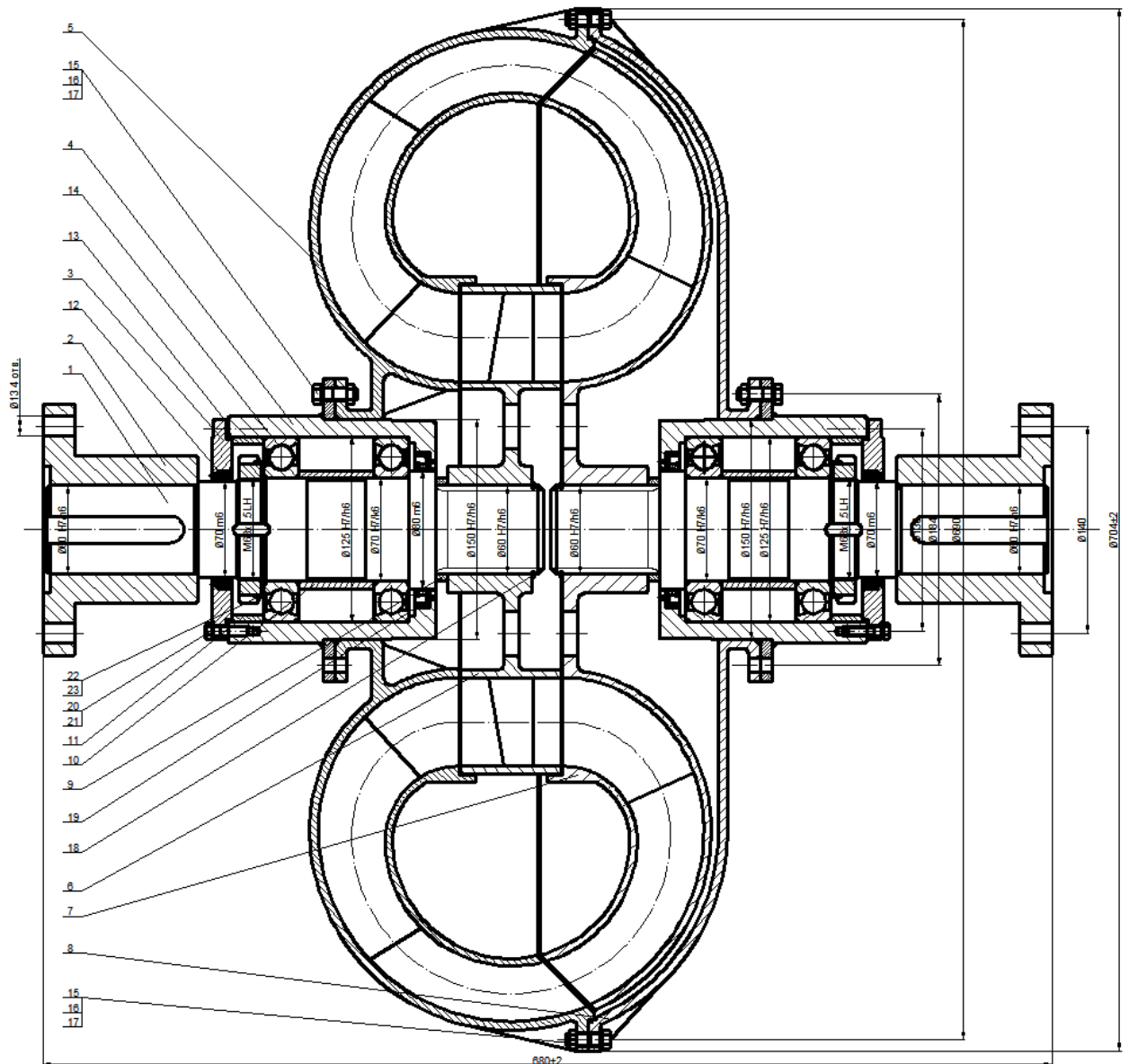


Рис. 4. Конструкция повышающей ГДП

Устройство работает следующим образом: поток рабочей жидкости с напором, развиваемым насосным колесом 7, направляется в реакторное колесо 5, где изменяет свое направление для входа в турбинное колесо 6. Соответствующее профилирование лопастной системы турбинного колеса 6 позволяет при срабатывании энергии потока после реакторного колеса увеличить частоту вращения выходного вала 1 по сравнению с частотой входного вала.

### ОСНОВНЫЕ ВЫВОДЫ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

1. Показано, что применение повышающего гидродинамического трансформатора может быть конкурентоспособным решением при проектировании гидроэнергетических установок малых ГЭС.
2. Проведены испытания насоса двустороннего всасывания Д630-90 в турбинном режиме, позволяющие говорить о возможности применения данных агрегатов в широком диапазоне мощностей на гидроэнергетических установках малых ГЭС с ориентировочной эффективностью в 75- 80 %.
3. Получена методика и разработаны рекомендации для оценки параметров повышающей гидродинамической передачи.
4. Разработана методика уточнения параметров повышающего ГДТ с учетом потерь в круге циркуляции.
5. По разработанным методикам определены основные параметры повышающего ГДТ для малой ГЭС имеющей мощность приводной гидротурбины - 50 кВт, частоту вращения вала приводной гидротурбины - 600 об/мин, необходимую частоту вращения вала генератора - 1500 об/мин.. Трехмерное гидродинамическое моделирование в среде Ansys CFX позволило провести согласование лопастных систем и показало принципиальную возможность создания повышающей ГДП с передаточным отношением  $i=2,5$ .

6. Разработана математическая модель повышающего ГДТ. Расчеты показали наличие у повышающей ГДП свойства торможения, заключающееся в существенно меньшем изменении частоты вращения выходного вала при изменении нагрузки на генераторе.
7. На основании полученных характеристик повышающего ГДП разработан простой и эффективный способ регулирования частоты вращения выходного звена ГДП байпассированием насосного колеса. Способ может также применяться в качестве аварийного предупреждения разгона приводной гидротурбины.
8. Разработана технологичная конструкция повышающего гидротрансформатора.

#### СПИСОК РАБОТ, ОПУБЛИКОВАННЫХ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

- 1) **Лямасов А.К. Проектирование повышающей гидродинамической передачи//science-education.ru: современные проблемы науки и образования .2013. URL. <http://www.science-education.ru/109-9364> (дата обращения 13.06.2013).**
- 2) **Лямасов А.К. Исследование работы гидромашин малой ГЭС: центробежного насоса в обратном режиме и гидродинамической передачи // Вестник УГАТУ. Т.17. №3 (56), 2013. С. 189-193.**
- 3) **Лямасов А.К., Орахелашвили Б.М., Семенова Е.А. Малая ГЭС с насосом в обратном режиме в качестве турбины и с повышающей гидродинамической передачей // Энергетик. №2. 2014. С. 63-65.**
- 4) **Гидродинамическая передача повышающая самотормозящаяся: патент 2511189 РФ/ А.К. Лямасов., Б.М. Орахелашвили заявл. 18.04.2012; опубл.27.06.2013.**
- 5) **Лямасов А.К., Орахелашвили Б.М. Повышающая самотормозящаяся гидродинамическая передача малых ГЭС // Сборник статей общеуниверситетской научно-практической конференции «Студенческая весна-2012». М., 2012. МГТУ им. Баумана. Т. XII, часть 3. С. 386-390.**

- 6) Лямасов А.К., Орахелашвили Б.М. Исследование работы обращенных центробежных насосов в качестве турбин малых ГЭС // Труды второй Всероссийской научно-практической конференции Повышение надежности и эффективности эксплуатации электрических станций и энергетических систем «Энерго-2012». М., 2012. Издательский дом МЭИ. С. 377-380.
- 7) Лямасов А.К., Орахелашвили Б.М. Регулирование и самоторможение повышающей гидродинамической передачи // Сборник докладов 17-ой международной научно-технической конференции студентов и аспирантов «Гидромашины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика». М., 2013. МГТУ им. Баумана. С. 150-154.
- 8) Лямасов А.К., Орахелашвили Б.М. Численное исследование повышающей гидродинамической передачи // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тезисы докладов 19-й международной научно-технической конференции студентов и аспирантов. Москва. 2013. Т.4 С. 191
- 9) Лямасов А.К., Орахелашвили Б.М. Обеспечение теплового баланса и безкавитационной работы повышающей гидродинамической передачи // Радиоэлектроника, электротехника и энергетика: Тезисы докладов 20-й международной научно-технической конференции студентов и аспирантов. Москва. 2014. Т. 4 С. 193

#### **Личный вклад автора**

В работах, написанных в соавторстве, автору принадлежат: в публикациях [3,6] – исследование насосов типа Д в турбинном режиме, работа повышающего гидротрансформатора в составе гидроэнергетических объектов малых ГЭС (50%); [4] – конструкция повышающего гидротрансформатора, свойство торможения (75%); [5] – методика проектирования повышающего гидротрансформатора (70%); [7] – свойства повышающего гидротрансформатора (70%); [8] – трехмерное гидродинамическое моделирование вязкого течения в лопастных системах ГДП (90%) [9] – конструкция повышающего ГДТ, его модификации, дополнительные системы (75%).