

## СТАНЦИЯ ОБЕЗЖЕЛЕЗИВАНИЯ НА ПОСЕЛКЕ ЮЖНОМ г. БАРНАУЛА

Дудин П.В. – студент, Бахтин Б.И. – студент, Лысенко А.С. – доцент  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Система водоснабжения п. Южный была построена в пятидесятые годы прошлого столетия. Вся система проектировалась и строилась в комплексе с градообразующим предприятием закрытого типа «Ротор». Система водоснабжения включала в себя несколько кустов артезианских скважин, насосные станции первого и второго подъемов, резервуары чистой воды. Существовавшая система в достаточной степени обеспечивала водоснабжение поселка, как в качественном, так и в количественном отношении. В 1999-2000 годах водоснабжение поселка было передано в муниципальное обслуживание, и поселок фактически остался без системы водоснабжения, так как насосные станции и резервуары чистой воды были в собственности предприятия. На уровне руководства администрации г. Барнаула было принято решение пробурить новые артезианские скважины и подавать воду по временной схеме путем прямой подачи из скважин в разводящие сети поселка на период строительства собственной насосной станции, станции очистки воды и резервуаров-накопителей.

В настоящее время водоснабжение поселка Южный осуществляется двумя кустами артезианских скважин. Качество подземных вод по общему химическому и микробиологическому составу соответствует требованиям СанПиН 2.1.4.1074-01 «Питьевая вода» за исключением железа и марганца. Концентрация железа в подземных водах превышает нормативное значение в 2,0 – 3,5 раза, марганца – в 2,5 – 3,0 раза. Повышенное содержание железа и марганца имеет природное происхождение и характерно для всего Барнаульского месторождения подземных вод, кроме того, в воде присутствует запах сероводорода.

В связи с вышеизложенным возникла необходимость улучшения качества питьевой артезианской воды по данным показателям, при этом можно предложить несколько способов устранения данных превышений с доведением показателей воды по мутности, сероводороду, железу и марганцу до нормативных показателей.

Все методы, применяемые в технологии очистки, можно свести к двум основным типам: реагентные и безреагентные.

Из применяемых в настоящее время безреагентных методов обезжелезивания воды наиболее эффективными являются: упрощенная аэрация и фильтрование; вакуумно-эжекционная аэрация и фильтрование; "сухая фильтрация"; фильтрование на каркасных фильтрах; двойная аэрация, обработка в двойном слое взвешенного осадка; фильтрование в подземных условиях с предварительной подачей в пласт окисленной воды или воздуха и двухступенное фильтрование.

К реагентным относятся следующие методы: упрощенная аэрация, окисление, фильтрование; напорная флотация с известкованием и последующим фильтрованием; известкование, отстаивание в тонкослойном отстойнике и фильтрование; фильтрование через модифицированную загрузку; электрокоагуляция; катионирование.

Методы улучшения воды деманганизацией можно классифицировать на безреагентные и реагентные; на окислительные, сорбционные, ионно-обменные и биохимические.

Безреагентные методы – глубокая аэрация с последующим отстаиванием и фильтрованием на скорых осветлительных фильтрах с сорбцией марганца на свежобразованном гидроксиде железа.

Реагентные методы – окислительные с использованием хлора и его производных; озона; перманганата калия; технического кислорода и т.д.

Для очистки подземных вод от сероводорода можно применять различные методы: физические, химические, биохимические.

На основании показателей качественного состава исходной воды и положений СНиП 2.04.02-84 «Водоснабжение. Наружные сети и сооружения» для обезжелезивания принят

метод фильтрации с упрощенной аэрацией, а для обеззараживания – ультрафиолетовое облучение. Снижение рассматриваемых концентраций марганца до норм ПДК обеспечивается в одну ступень очистки наряду с процессом обезжелезивания.

Принятый метод обезжелезивания является одним из наиболее широко распространенных в практике водоподготовки, простым в монтаже, надежным и экономичным в эксплуатации, что обусловлено работой сооружений в безреагентном режиме. Суть метода заключается в минимальной по интенсивности естественной аэрации исходной воды без применения специальных компрессионных агрегатов с последующим ее фильтрованием через зернистую загрузку.

Для обезжелезивания воды принята отечественная установка заводского изготовления «Деферрит» производительностью до 10180 м<sup>3</sup>/сут, обеспечивающая снижение концентрации железа в фильтрате ниже ПДК, т.е. менее 0,3 мг/л. Установка «Деферрит» состоит из следующих основных узлов: бака дегазатора-аэратора, центробежных насосов, напорных скорых фильтров с песчаной загрузкой, запорно-регулирующей арматуры.

Для обеззараживания воды приняты отечественные бактерицидные аппараты «ББО-225» производительностью до 225 м<sup>3</sup>/ч, позволяющие получать воду питьевого качества. В корпусе аппаратов «ББО-225» установлены ультрафиолетовые лампы марки TUV-75, мощность одной лампы равна 1 кВт.

Работа ультрафиолетовых аппаратов заблокирована с работой установки «Деферрит».

Принятое оборудование смонтировано в станции обезжелезивания на п. Южном, которая была построена и запущена в действие с марта 2012 года. Данная станция позволит получить на п. Южном питьевую воду, полностью соответствующую нормам СанПиН, повысить качество предоставляемых услуг населению, стабилизировать систему водоснабжения в целом, улучшить экологическую ситуацию в поселке и обеспечить комфортные условия проживания.

## РЕКОНСТРУКЦИЯ СООРУЖЕНИЙ БИОЛОГИЧЕСКОЙ ОЧИСТКИ СТОЧНЫХ ВОД г. ЗАРИНСКА

Корешкова Т.А. – студент, Бокань Т.Н. – студент,  
Бахтина И.А. – к.т.н., доцент, Христенко М.С. – к.т.н., доцент  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Очистные сооружения сточных вод г. Заринска введены в эксплуатацию в 1980 г. Они предназначены для очистки смеси хозяйственно-бытовых и производственных сточных вод и включают типовые сооружения. Механическая очистка производится на решетках, горизонтальных песколовках с круговым движением воды, первичных радиальных отстойниках; биологическая очистка – на аэротенках-смесителях и вторичных отстойниках. Стадия доочистки включает барабанные сетки и скорые фильтры с зернистой загрузкой. Обеззараживание стоков производится хлорированием.

В настоящее время, ввиду морального и физического износа очистных сооружений, качество очищенных вод не соответствует требованиям экологических стандартов. Наибольшую сложность в биологической очистке сточных вод представляет достижение нормативных требований на сброс в водоемы по соединениям азота и фосфора. На предприятия жилищно-коммунального хозяйства приходится более 80% от общего объема сброса данных загрязняющих веществ: фосфор общий – 85,4%, азот аммонийный – 83,3%, нитраты – 82,0%, азот общий – 77,4%. Для обеспечения необходимой степени очистки, предложены современные высокоэффективные технологии и оборудование с внедрением технологий нитри-денитрификации и дефосфотизации.

Для эффективного проведения процессов нитри-денитрификации предлагается выделить в объеме аэротенка аэробные, анаэробные и аноксидные зоны.

В анаэробной и аноксидной зонах аэротенка перемешивание иловой смеси осуществляется посредством крупнопузырчатой аэрации, в аэробной зоне используется

мелкопузырчатая аэрация иловой смеси. Крупнопузырчатую аэрацию иловой смеси осуществляют придонными перфорированными аэраторами, мелкопузырчатую аэрацию – придонными пористыми аэраторами.

В процессе обработки воды в аэротенке осуществляют рециркуляцию иловой смеси из аэробной зоны в аноксидную зону высокопроизводительным эрлифтом.

Количество, размеры и порядок расположения зон можно варьировать и адаптировать к конкретному процессу очистки сточных вод.

В анаэробной и аноксидной зонах аэротенка дополнительно размещаются загрузки для иммобилизации микроорганизмов. Загрузка размещается в виде блоков плоскостной загрузки, каждый из которых образован из вертикально расположенных чередующихся плоских и гофрированных листов высотой 0,5 – 5,0 м. Листы блоков плоскостной загрузки изготавливают из стойкого полимерного материала.

Размещение в аноксидной и анаэробных зонах блоков плоскостной загрузки позволяет интенсифицировать и стабилизировать процесс биологической очистки за счет увеличения общей концентрации биомассы (активного ила и биопленок) и более высокой устойчивости микроорганизмов биопленок к колебаниям расхода и загрязненности сточных вод.

В аноксидной и анаэробной зонах за счет низкоинтенсивной крупнопузырчатой аэрации пористыми аэраторами создаются практически бескислородные условия (концентрация растворенного кислорода всего 0,05 мг/л). Во всем объеме зоны протекает денитрификация (биовосстановление нитратов до молекулярного азота) активным илом. Кроме того, интенсивно идет денитрификация в поверхностном слое биопленки, куда проникают нитраты. В глубине биопленки создаются анаэробные условия и интенсивно протекает кислотное сбраживание органических веществ с образованием, главным образом, ацетата.

Плоскостная загрузка позволяет создать анаэробные условия (нет кислорода и нитратов) даже при аэрации иловой смеси перфорированными аэраторами, т.е. без применения дорогостоящих мешалок. Кроме того, создаются условия для развития на поверхности загрузки специфического микробного ценоза, что увеличивается скорость денитрификации и биологической дефосфотизации.

Попадая затем с потоком иловой смеси в аэробную зону аэротенка, фосфорные бактерии быстро потребляют из сточной воды фосфаты, которыми запасаются внутри клеток в виде полифосфатов (этим и достигается дополнительная очистка сточной воды от фосфатов). Одновременно идет аэробный рост и размножение фосфорных бактерий, синтезирующих биомассу с использованием в качестве источника углерода РНВ, накопленного в анаэробных условиях.

Проходя снизу вверх через блоки плоскостной загрузки, иловая смесь быстро теряет остаточный кислород и нитраты. В результате не только в биопленке, но и в объеме между элементами загрузки создаются анаэробные условия с высоким содержанием ацетата. Это стимулирует развитие фосфорных бактерий, которые в анаэробных условиях быстро поглощают ацетат и синтезируют из него внутриклеточный РНВ (поли-гидроксибутират), используя для этого энергию гидролиза клеточных полифосфатов до ортофосфатов (ортофосфаты выделяются фосфорными бактериями в среду).

Для аэрации подобраны пористые аэраторы «Креал». Они выполнены в виде трубы, образованной из стеклоткани, пропитанной композицией из терморезистивных смол с последующей ее полимеризацией и имеющей упорядоченную микропористую структуру с заданным расстоянием между порами. Пористые аэраторы создают мелкопузырчатую (аэрацию с высокой эффективностью массопередачи кислорода из воздуха в воду).

Перфорированные аэраторы также используются как перемешивающие устройства для поддержания активного ила во взвешенном состоянии и создания аноксидной и анаэробной зон, необходимых для удаления нитратов в процессе денитрификации. Они изготавливаются из тех же материалов и имеют те же размеры, что и пористые трубчатые аэраторы, но стенки перфорированных аэраторов непроницаемы для воздуха и содержат отверстия диаметром не менее 3 мм. Эффективность массопередачи кислорода в 3,0 – 3,5 раза ниже, чем для

пористых аэраторов. При низкой интенсивности аэрации ( $2,0 - 2,5 \text{ м}^3/\text{ч}$  воздуха на  $1 \text{ м}^2$  площади поверхности аэротенка) это позволяет создавать практически бескислородные условия ( $C_{\text{O}} < 0,05 \text{ мгO}_2/\text{л}$ ), необходимые для реализации эффективной очистки от азота и фосфора.

Аэраторы размещаются в составе аэрирующих модулей, которые располагаются в несколько рядов с интервалом до  $1,1 \text{ м}$ , образуя широкую аэрируемую полосу, отвечающую ширине аэрируемого сооружения, что дополнительно повышает эффективность использования кислорода аэрирующего воздуха и позволяет поддерживать активный ил во взвешенном состоянии даже при низкой интенсивности аэрации.

Использование эффективных аэраторов с широкой аэрирующей полосой в аэробной зоне приводит к увеличению скорости биоокисления органических веществ и аммонийного азота вследствие повышения концентрации растворенного кислорода, а за счет рассредоточенной подачи сточной воды происходит увеличение дозы активного ила. Образованная таким образом система аэрации делает возможным создание в аэротенке аэробных, аноксидных и анаэробных зон с помощью двух типов аэраторов «Креал» и различной интенсивности аэрации. Преимуществом предложенного способа является интенсификация процесса биологической очистки сточных вод, повышение эффективности очистки и сокращение сроков проведения очистки сточных вод.

Предложенная реконструкция очистных сооружений позволит повысить эффективность их работы, достичь требуемой степени очистки по азоту и фосфору, в целом улучшить экологическую обстановку, увеличит количество потребителей услуги по водоотведению и степень благоустройства жилищного фонда.

## ВОДОПОТРЕБЛЕНИЕ И ВОДОУЧЕТ

Корнева Т.П. – студент, Климова Н.С. – студент, Бахтина – к.т.н., доцент  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

В связи с направлением государственной политике по энергоэффективности и энергосбережению актуальным является анализ систем водоснабжения и водоотведения и учет потребления воды.

Системы водоснабжения и водоотведения являются неотъемлемой частью нашей жизни. Вода необходима в основном для:

- удовлетворения физиологических потребностей в воде (питье);
- приготовления пищи;
- обеспечения личной гигиены;
- поддержания чистоты и использования для других целей в жилищах и общественных учреждениях (детских, лечебно-профилактических, культурно-массовых, спортивных и т.д.);
- поддержания чистоты улиц, площадей, проездов, общественных сооружений и поливки зеленых насаждений в населенных пунктах;
- функционирования канализации;
- промышленного и сельскохозяйственного производства.

Водоснабжение базируется на использовании природного сырья – воды, запасы которой, как и других природных ресурсов, ограничены. Это предопределяет необходимость разумного и бережного отношения к воде. Кроме того, системы водоснабжения и водоотведения являются очень энергоемкими, поэтому разумное расходование воды является неотъемлемой частью ресурсо- и энергосбережения.

Нужды водопотребления населения распределяются следующим образом: 43% – туалет, 34% – ванна и душ, 6% – мытье посуды, 4% – стирка, 3% – уборка помещения, прочие нужды – 5%. Крупнейшие ученые-гигиенисты рассчитали, что для умывания трижды в сутки одному человеку необходимо  $5 \text{ л}$  воды, для принятия гигиенического душа ежедневно –  $25 \text{ л}$ , для принятия ванны один раз в неделю –  $250 \text{ л}$ , для приготовления пищи –  $5 \text{ л}$ , для

мытья пола – 1 л на 1 м<sup>2</sup> (в среднем 10 л в сутки), для промывания унитаза трижды в сутки – 18 л. Таким образом, для удовлетворения питьевых и санитарно-бытовых потребностей человека норма водопотребления составляет 150 л в сутки.

Норматив водопотребления, установленный СНиП, составляет 220 – 350 л/человека в сутки. Потребность в воде реализуется в процессе пользования водопроводом. При этом возникают потери воды и фактическое водопотребление значительно превышает потребность. Анализ нормативов водопотребления нашей страны показывает, что фактическая величина водопотребления в жилом фонде составляет 380 – 450 л/чел. в сутки. При вышеуказанной социальной потребности резерв водопровода составит 30–340 л/чел в сутки в зависимости от величины потерь, определяемых техническим состоянием системы.

Одним из методов сокращения потерь воды и рационального ее расхода является установка приборов учета. Необходимо понять, что установка водосчетчиков не экономит воду, а стимулирует потребителя искать пути и методы рационального водопользования.

Анализ системы водоснабжения г. Барнаула показывает, что потери на очистных сооружениях составляют около 450 тыс. м<sup>3</sup>/год (5,6 %) и в водопроводных сетях около 220 тыс. м<sup>3</sup>/год (28,7 %). Потери воды возникают из-за несовершенства конструкции водоразборной арматуры и избыточного давления перед ней (непроизводительные расходы), из-за нарушения герметичности арматуры и других элементов водопровода (утечка), сливов воды.

Для водоучета на магистральных водопроводах г. Барнаула установлены различные расходомеры, проводится анализ работы водопроводных сетей и выявляются участки с наибольшими потерями воды. Анализ работы водопроводных сетей и водоучет различных категорий водопотребителей позволит сократить фактическое водопотребление, а следовательно повысить ресурсо- и энергоэффективность систем водоснабжения и водоотведения в целом.

## РЕКОНСТРУКЦИЯ ОЧИСТНЫХ СООРУЖЕНИЙ СТОЧНЫХ ВОД г. ГОРНО-АЛТАЙСКА

Зайцева Н.В. – студент, Борисов М.П. – студент, Бахтина И.А. – к.т.н., доцент  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Современные города с большой площадью застройки, плотностью и численностью населения, а также с застройкой многоэтажными и высотными зданиями могут существовать только при наличии современных систем водоснабжения и водоотведения. Потребление и отвод воды от каждого санитарного прибора, квартиры и здания без ограничения обеспечивают высокие санитарно-эпидемиологические и комфортные условия жизни людей. Только современные сплавные системы водоотведения позволили людям оборудовать свои квартиры не только раковинами для мойки посуды и умывальниками, но и ваннами с использованием горячей воды. С увеличением разнообразия и числа санитарных приборов в зданиях растет количество потребляемой воды и отводимых сточных вод. Для водоотведения возрастающих расходов сточных вод с повышенной степенью их загрязнения требуются дополнительные материальные и финансовые затраты. Сегодня уже встал вопрос и о сокращении затрат на строительство и эксплуатацию систем водоотведения. Путь решения этой проблемы заключается в сокращении объема как потребляемой водопроводной воды, так и отводимых сточных вод. Однако наиболее приемлемый путь сокращения этих затрат – совершенствование систем и схем водоотведения, а также методов и конструкций сооружений для очистки сточных вод, обеспечивающих интенсификацию работы систем водоотведения.

В данной работе рассматриваются очистные сооружения сточных вод г. Горно-Алтайска и методы повышения их эффективности.

Существующие очистные сооружения сточных вод расположены на западной окраине г. Горно-Алтайска на правом берегу р. Майма, притока р. Катунь, между г. Горно-Алтайском и

с. Майма. Площадка очистных сооружений с северо-востока ограничена склоном горы, вдоль которого построена нагорная канава, с западной – выпуском в р. Майму, где перепад высот составляет 20 м. Сооружения построены на насыпных грунтах более 30 лет назад. Площадка не имеет резерва для расширения. На существующие очистные сооружения поступают сточные воды от благоустроенного жилья и предприятий города по напорному коллектору, идущему от главной канализационной насосной станции. Норма водоотведения составляет 300 л/сут.

Очистные сооружения канализации г. Горно-Алтайска имеют значительную степень износа, основное оборудование и сооружения по очистке стоков изношены более чем на 80%. Кроме того, ввиду увеличения численности города возросло количество сточных вод, отводимых на очистные сооружения. Поэтому встал вопрос о реконструкции очистных сооружений сточных вод с увеличением эффективности очистки и повышением производительности без нового строительства. С этой целью предложено несколько мероприятий.

На стадии механической очистки предложена замена физически и морально устаревших существующих решеток РМУ на современные механизированные решетки РКЭ 0912 НПФ «ЭКОТОН» пропускной способностью 1216 м<sup>3</sup>/ч с прозорами 8 мм.

Также предусмотрено переоборудование первичных вертикальных отстойников в биокоагуляторы, что позволит увеличить эффект осветления и уменьшить нагрузку на аэротенки.

На стадии биологической очистки для увеличения эффективности очистки и снижения энергозатрат на подачу воздуха предложена замена системы аэрации: старые фильтросные пластины, выработавшие свой срок службы на полимерные аэраторы НПФ «ЭКОТОН».

Предлагаемая реконструкция очистных сооружений г. Горно-Алтайска позволит без нового строительства увеличить эффективность работы существующих очистных сооружений, повысить качество очистки сточных вод при одновременном сокращении энергозатрат.

## КОМПЛЕКСНАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ОБРАБОТКИ ОСАДКОВ И ПЕРСПЕКТИВЫ ЕЕ ПРИМЕНЕНИЯ

Гусева А.Ю. – студент, Денисова А.С. – студент, Степанова М.М. – студент,

Бахтина И.А. – к.т.н., доцент, Степанова П.В. – доцент

Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Вопросы охраны окружающей среды и рационального использования природных ресурсов актуальны как в нашей стране, так и во всем мире. Одним из аспектов охраны окружающей среды является переработка осадков сточных вод.

На очистных сооружениях сточных вод образуется большое количество осадков (в среднем около 1% от общего объема очищаемой воды). Они представляют собой суспензии, выделяемые из сточных вод в процессе их механической, биологической и физико-химической очистки. Основными видами осадков городских очистных сооружений являются: сырой осадок, задерживаемый первичными отстойниками, избыточный активный ил из вторичных отстойников и биоотходы с биофильтров.

Ввиду отсутствия комплексного подхода к проблеме обработки осадков они либо обезвоживаются (реже сбраживаются) и складываются на иловых площадках, загрязняя поймы рек, и способствуют отчуждению территорий сельскохозяйственного назначения (крупные населенные пункты), либо вовсе не обрабатываются (мелкие населенные пункты и отдельные потребители). Это ведет к многократному повышению рисков возникновения эпидемиологических и экологических катастроф.

При этом осадки сточных вод имеют многокомпонентный богатый органоминеральный состав, содержат биогенные элементы (азот, фосфор), микроэлементы. Поэтому после комплексной обработки (сбраживания, обезвоживания и обеззараживания) могут быть

эффективно утилизированы в качестве вторичного материального ресурса – использоваться как ценное органоминеральное удобрение в сельском, садовом, лесопарковом и городском хозяйствах, а также как аналог почвенного грунта для рекультивации нарушенных земель.

В эффективное органоминеральное удобрение в европейских странах перерабатывают около 30 – 40% образующихся осадков сточных вод, в Нидерландах – более 40%, в России – 4 – 6%.

Удобрение из осадков имеют высокую агрономическую эффективность и его применение в сельском хозяйстве увеличивает урожайность в 1,5 – 2,5 раза, а производительность пашни – на 8 – 10%.

Таким образом, складирование осадков сточных вод на иловых площадках, наносит не только неоправданный ущерб окружающей среде, нарушает ландшафт и баланс природных компонентов, но, вместе с тем, теряется достаточно ценный органоминеральный ресурс.

Наиболее распространенной технологической схемой обработки осадка являются следующие основные стадии: уплотнение избыточного активного ила, стабилизация, обезвоживание и обеззараживание.

Применение одного какого-либо метода, как правило, не позволяет решить общую проблему, и приходится использовать сочетание методов применительно к конкретному составу сточных вод, технологической схеме очистки, условиям эксплуатации очистных сооружений и практической возможности конечного размещения обработанных осадков

В настоящее время технологические схемы обработки осадков сточных вод имеются только в крупных городах России. Однако в данных схемах основные задачи решаются постадийно, что занимает много времени, средств (ввиду больших количеств и масштабов сооружений) и, оказывается в итоге недостаточно эффективно, и не позволяет утилизировать осадки сточных вод в качестве удобрения. На практике применяются следующие методы обработки осадков городских сточных вод: анаэробная или аэробная стабилизация, центрифугирование, обезвоживание на вакуум-фильтрах или фильтр-прессах, высушивание на иловых площадках и др.

Проанализировав данные литературных источников за последние 25 лет, было установлено, что:

- наибольший распад органического вещества осадков в наименьшие сроки при относительно невысоких затратах достигаются в процессе анаэробного сбраживания, при этом можно использовать теплотворную способность получаемого побочного продукта сбраживания осадков (биогаза);

- использование флокулянта значительно повышает степень обезвоживания осадка;

- использование нетоксичного растительного овицидного препарата «ПУРОЛАТ-БИНГСТИ» дает высокий эффект дегельминтизации, не ухудшив органоминеральный состав обрабатываемого осадка.

Существующие установки и технологии обработки осадков сточных вод на централизованных очистных сооружениях не позволяют совместить различные стадии обработки (обезвоживание, сбраживание и обеззараживание) осадков в одной установке из-за много стадийности и сложности схем обработки, их аппаратного оформления, что приводит к увеличению габаритных размеров, капитальных и эксплуатационных затрат.

На кафедре «Теплотехника, гидравлика и водоснабжение, водоотведение» впервые была разработана технология и установка комплексной обработки осадков, позволяющая совместить основные стадии обработки осадков и получить эффективное и экологически безопасное удобрение или аналог почвенного грунта. Были проведены лабораторные испытания данной установки на реальных осадках сточных вод.

На основании полученных экспериментальных данных, математических зависимостей и сделанных выводов, предложена технология комплексной обработки осадков, которая позволяет совместить все основные стадии обработки осадков. Технология включает стадию мезофильного сбраживания с реагентом обеззараживанием овицидным препаратом

«ПУРОЛАТ-БИНГСТИ» и обезвоживание с добавлением флокулянта «Zetag». Для интенсификации процессов влагоотдачи предусмотрен вакуум-компрессор.

Таким образом, в результате использования предложенной технологии обработки осадков сточных вод, получаем вторичный материальный ресурс, который может быть использован в сельском хозяйстве в качестве удобрения или в городском хозяйстве для рекультивации земель.

Проведенные лабораторные испытания технологии комплексной обработки осадков сточных вод позволили ее рекомендовать для внедрения на канализационных очистных сооружениях. Для обеспечения стабильного режима обработки осадков, наиболее целесообразно использовать предложенную технологию для небольших населенных пунктов. В настоящее время рассматривается вопрос об использовании предложенной технологии на канализационных очистных сооружениях г. Новоалтайска, проводятся необходимые технологические и экономические расчеты по сравнению различных схем обработки осадков сточных вод.

### УЛЬТРАФИОЛЕТОВОЕ ОБЕЗЗАРАЖИВАНИЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ МИКРОГЭС НА КОС-1 Г.БАРНАУЛА

Солтанбаев С.В.– студент, Иванов В.М. – д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г.Барнаул)

В настоящее время на КОС-1 г. Барнаула обеззараживание сточных вод производится при помощи хлорирования. Однако в последнее время в связи с необходимостью совершенствования системы очистки встает вопрос об использовании альтернативного метода. В качестве альтернативного метода было выбрано ультрафиолетовое (УФ) обеззараживание. УФ - обеззараживание имеет высокие затраты электроэнергии, но совместив станцию УФ - обеззараживания с МикроГЭС, затраты на электроэнергию сводятся к нулю.

В качестве источников бактерицидного излучения используются газоразрядные лампы, у которых в процессе электрического разряда генерируется излучение, содержащее ультрафиолетовый бактерицидный диапазон.

Бактерицидная установка — это

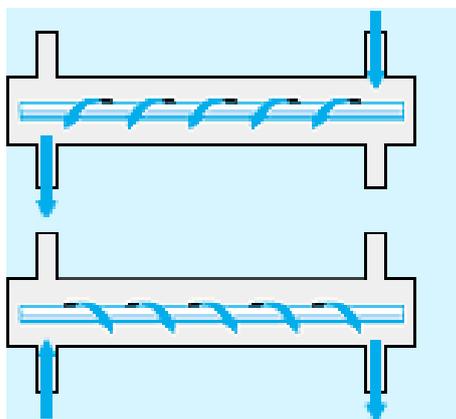
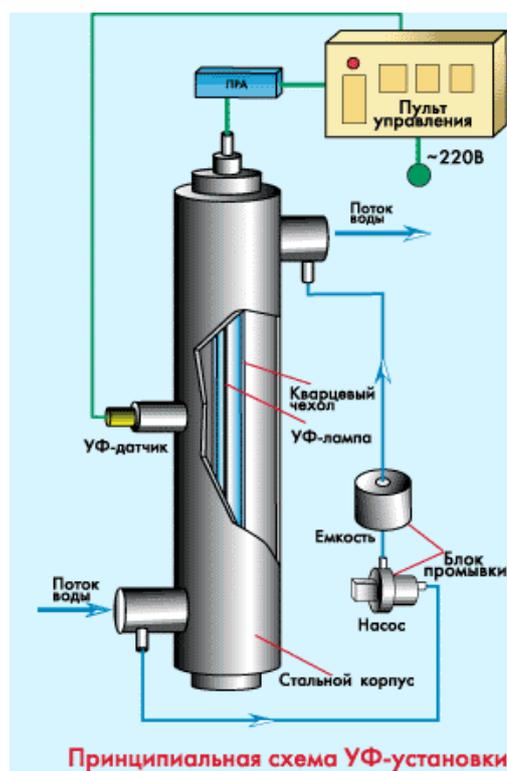


Рисунок 2. Принцип работы сооружений



Принципиальная схема УФ-установки

Рисунок 1. Схема установки

электротехническое устройство, состоящее из камеры обеззараживания, пульта управления и блока промывки.

Основным элементом установки является камера обеззараживания, изготовленная из пищевой нержавеющей стали. Внутри камеры располагаются бактерицидные лампы, заключенные в прочные кварцевые чехлы, которые исключают контакт УФ-ламп с водой.

Количество ламп и их расположение определяется производительностью установки, а так же типом и качеством обрабатываемой воды. На камере находятся подводящие и отводящие патрубки, пробоотборники, смотровое окно, УФ-датчик и др. элементы. Система автоматики располагается на выносном пульте управления. В состав большинства УФ-систем входит блок промывки, позволяющий легко осуществлять регламентную очистку камер обеззараживания.

Принцип работы:

Вода, проходя через камеру обеззараживания, непрерывно подвергается облучению ультрафиолетом (рисунок 2), который убивает все находящиеся в воде микроорганизмы (бактерии, вирусы, простейшие и т.д.). Установки обеспечивают надежное обеззараживание в широком диапазоне качества обрабатываемой воды за счет предусмотренного запаса УФ-дозы.

## МИКРОГЭС НА КОС-1 г.БАРНАУЛА НА БАЗЕ ГИДРОТУРБИНЫ С РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ОТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Клюев А.В. – студент, Иванов В.М. – д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г.Барнаул)

Лопастные насосы представляют собой наиболее распространенный класс машин, используемых практически во всех отраслях народного хозяйства.

Насос представляет собой энергетическую машину, в которой механическая энергия привода преобразуется в гидравлическую энергию жидкости. Чаще всего насосы используют для подъема и перемещения жидкости. Насосы, в которых преобразование энергии основано на силовом взаимодействии лопастной системы и перекачиваемой жидкости, называются лопастными. В зависимости от характера силового взаимодействия и направления потока лопастные насосы разделяют на центробежные и осевые. В центробежных насосах поток жидкости имеет в области лопастного колеса радиальное направление и перемещается главным образом в поле действия центробежных сил. В осевых насосах поток жидкости параллелен оси вращения и перемещается в поле действия гидродинамических сил, возникающих при взаимодействии потока и лопаток колеса.

Гидравлические турбины предназначаются для установки на гидроэлектрических станциях, где они служат для привода электрических генераторов. Вода из верхнего бьефа по напорному водоводу подводится к турбине и из нее выпускается в нижний бьеф. В турбине энергия воды преобразуется в механическую энергию вращения вала, от которого приводится во вращение ротор гидрогенератора, преобразующий механическую энергию в электрическую.

Обратимые гидромашин появились сравнительно недавно, но получают все большее развитие в связи с интенсивным строительством гидроаккумулирующих электростанций (ГАЭС), предназначенных для выравнивания графика нагрузки энергосистем. В ночные часы, когда в энергосистеме имеется избыток мощности, агрегаты ГАЭС работают в насосном режиме и аккумулируют энергию, перекачивая воду из нижнего бассейна в верхний, а в часы максимума нагрузки – пика они включаются в турбинный режим.

К наиболее распространенным лопастным гидродвигателям относятся радиально-осевые и осевые гидротурбины. Радиально-осевая гидротурбина принципиально не отличается по конструкции от центробежного насоса. Направление движения жидкости в ней и направление вращения колеса противоположны движению в центробежном насосе. Радиально-осевая турбина и центробежный насос являются обратимыми машинами и могут работать как в турбинном, так и в насосном режимах.

В настоящее время выпуск очищенных сточных вод с КОС-1 г.Барнаула в реку Обь осуществляется по двум трубопроводам диаметром 1200мм каждый. Разность отметок уровня воды в контактном резервуаре и водоеме составляет около 50м. Разность отметок

воды в приемном резервуаре и отметки земли возле здания МикроГЭС показана на рисунке 1.

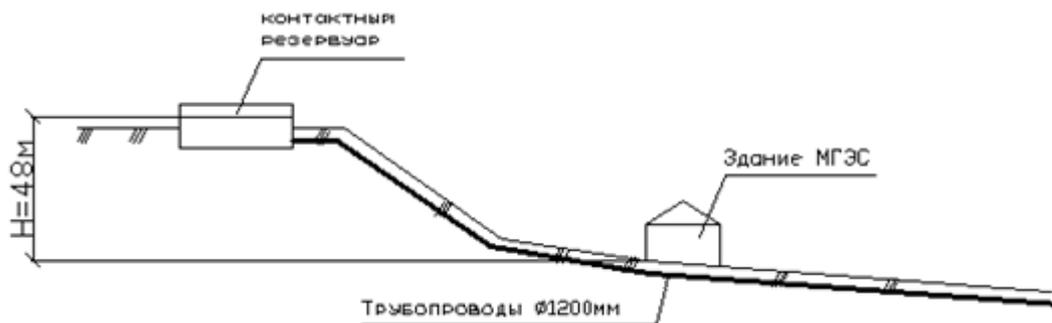


Рисунок 1 - Разность отметок воды в приемном резервуаре и отметки земли возле здания МГЭС в принятом створе.

Таким образом при сбросе очищенных сточных вод с высоты 50м теряется колоссальное количество энергии, которое, следуя из теоретического расчета, составляет:

$$N = \eta \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot Q = 0.8 \cdot 1000 \cdot 9.8 \cdot 48 \cdot 1,27 = 479,1 \text{ кВт}$$

где  $N$  - теоретическая мощность гидротурбины, Вт;

$\eta$  - КПД гидротурбины;

$\rho$  - плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;

$g$  - ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>;

$H$  - разность отметок воды в приемном резервуаре и гидротурбине в принятом створе размещения МГЭС, м;

$Q$  - средний расход сточных вод пропускаемый сооружениями КОС-1, м<sup>3</sup>/с.

Отсюда следует, что каждый час предприятие теряет 479,1кВт\*ч. Так для примера в марте 2012 года расход электроэнергии на КОС-1 составил 749,797кВт, из чего следует, что при постройке и запуске МГЭС, расходы на электроэнергию снизятся до нуля.

На основании выше изложенного и другого теоретического материала была разработана и сконструирована гидротурбина, которая будет работать за счет гидравлической энергии сбросных вод канализационных очистных сооружений (КОС - 1) водоканала г. Барнаула.

#### ВОДОСНАБЖЕНИЕ п. НОВОЗЫКОВО ИЗ ВОДОХРАНИЛИЩА С ГИДРОТЕХНИЧЕСКИМИ СООРУЖЕНИЯМИ

Бражников А.С. – студент, Желтоножников Д.И. – студент,

Иванов В.М. – д.т.н., профессор,

Алтайский государственный технический университет (г.Барнаул)

Водоснабжение п. Новозыково осуществляется из поверхностного источника – водохранилища на р. Ташта. Вода с водозабора поступает на обратноосмотическую установку ДВС-М/150-8-12, которая включает в себя напорный фильтр и обратноосмотический мембранный фильтр. После фильтров вода обеззараживается на ультрафиолетовых установках и поступает в водонапорную башню.

На водоочистных установках организована промывка напорного фильтра и мембранной установки. Фильтр промывают водой из промывного бака, а мембраны раствором реагента. Режим работы станции непрерывный. Из водонапорной башни вода подается потребителям посёлка.

Электроснабжение очистной станции осуществляется с помощью электричества, вырабатываемого верхненаливным колесом, которое расположено после плотины, с помощью которой и образуется водохранилище.

Верхненаливное водяное колесо (рисунок 1) имеет ряд достоинств для генерации электроэнергии используя потенциальную энергию воды по сравнению с гидротурбинами:

Это – значительная простота конструкции, прочность, безопасность в эксплуатации, устойчивость к природным катаклизмам и погодным явлениям, полное отсутствие высоконапорных элементов. С другой стороны, вследствие небольших перепадов уровней  $D$  ( $D$  – диаметр колеса), используемых водяным колесом, мощность, снимаемая с его вала, ограничена, поэтому очень важно использовать наиболее эффективную конструкцию колеса.

Традиционные конструкции радиальных или расположенных под небольшим углом к радиусу лопастей колеса делают конструкцию недостаточно эффективной, так как используется вес воды только в верхней части колеса с рычагом, меньшим радиуса, а затем вода свободно сливается вниз.



Рисунок 1 - Верхненаливное водяное колесо

Для оптимизации конструкции была использована простая модель с горизонтальной свободной поверхностью, которая не учитывает динамические эффекты. Тем не менее, можно считать, что в первом приближении правильно оценено влияние габаритов и формы полостей для удержания воды, образованных лопастями. Была разработана программа на компьютере, проведены расчеты.

Для максимального удержания воды в полостях, образованных лопастями, их форма может быть достаточно изощренной. Это предмет

дополнительного анализа. Для расчетов была выбрана достаточно простая и технологичная в исполнении форма, позволяющая, тем не менее, удерживать воду в средней части колеса, на максимальном удалении от вертикальной линии, проходящей через его ось. Это – плоская лопатка с одним изгибом и габаритами, указанными в таблице 1. Данные позволяют полностью определить геометрию и координаты любой точки лопатки и свободной поверхности воды. На рисунке 2 приведен поперечный разрез такого водяного колеса с 12 лопатками в положении, когда внешняя часть лопатки 1 принимает горизонтальное положение и еще не участвует в удержании воды, а для противоположной лопатки 7 - уже не участвует, и вся вода из соответствующей полости вылилась. Вертикальными черточками обозначены горизонтальные координаты центров масс воды, находящейся в полости.

Для любого положения колеса, например, величины угла наклона лопасти №1 (выбранной произвольно) к горизонтальной линии проводился расчет момента силы тяжести, действующей на объем воды, находящейся в кармане, образованном этой лопастью, по формуле  $\vec{M}_i = \rho \iiint_V dV \times \vec{r}$ , которая сводится для колеса единичной длины к формуле

$$\vec{M}_i = \rho \iint ds \times \vec{r} \quad (1)$$

Вся задача при этом сводится к определению ориентации кармана, координат лопасти и внутреннего цилиндра обода и границы свободной поверхности. Координаты лопастей имеют единственное ограничение: лопасти должны равномерно полностью заполнять обод водяного колеса. Моменты силы, действующие на объемы в каждом кармане,  $\vec{M}_i$  складываются, и таким образом получается суммарный момент, позволяющий рассчитать

Таблица 1

Внешний диаметр	0,90 м
Внутренний диаметр	0,55 м
Внутренняя часть лопатки	0,38 м
Внешняя часть лопатки	0,24 м
Минимальное количество	12 шт.

снимаемую с вала колеса мощность.

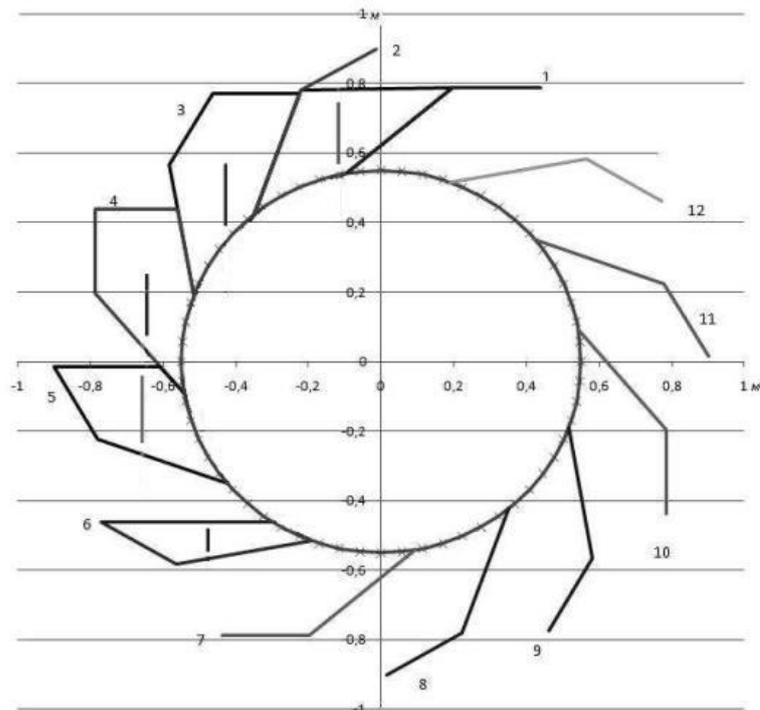


Рисунок 2 - Схема водяного колеса

Были произведены расчеты для колес с 12, 15 и 20 лопастями. Графики результатов расчетов представлены на рисунке 3. Из рисунка видно, что с увеличением количества лопастей 1) момент силы, приложенной к оси колеса возрастает, что соответствует более полному заполнению пространства между внешним и внутренним ободами; 2) при увеличении лопастей на 5 шт. (около 20%) суммарный момент, приложенный к оси колеса, возрастает приблизительно на 10%; 3) колесо более равномерно нагружено во время вращения; 4) исчезает "провал" момента, а затем резкий удар, то есть режим работы в целом конструкции и генератора становится более благоприятным; 5) кривая суммарного момента сил имеет циклический вид и время цикла уменьшается с увеличением числа лопастей.

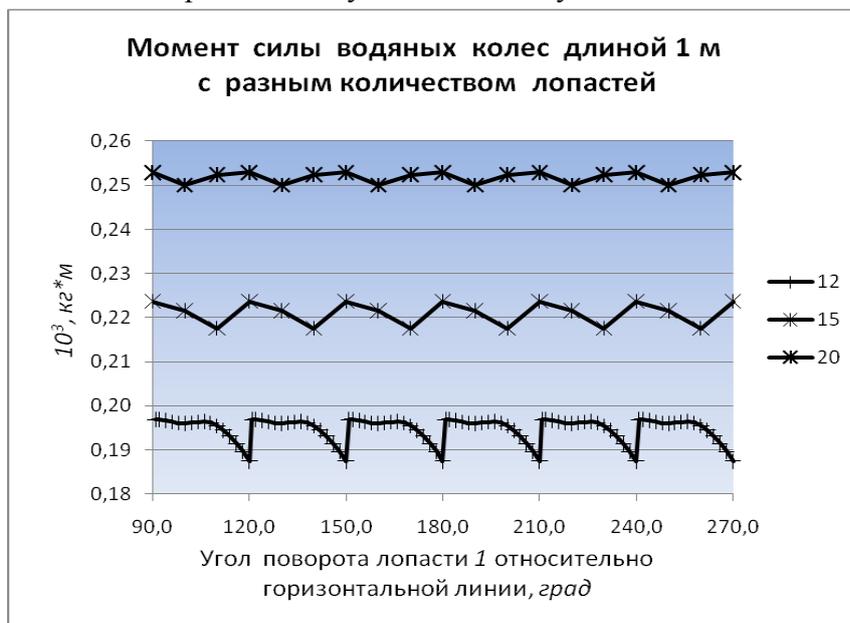


Рисунок 3 - Графики результатов расчетов

Очевидно, что форма лопасти оказывает большое влияние на степень заполнения

полезного объема колеса, величину суммарного момента сил, время его действия, выраженное в величине угла поворота колеса. Возможно оптимизировать форму с целевой функцией – величина интеграла по времени от момента сил, приложенных к оси.

В данных расчетах использовалась фактически статическая модель и не учитывались инерционные свойства воды.

В реальности, конечно, они играют немалую роль в разбрызгивании, выплескивании, волнообразовании в полости. Имеет смысл 1) в совершенствовании модели; 2) в принятии мер по конструктивной доработке колеса с целью возможно дольшего удержания воды в карманах; 3) в совершенствовании конструкции, позволяющей изготовить водяное колесо с густо расположенными лопастями.

## МЕТОДИКА КОМПЛЕКСНОГО РАСЧЕТА ОСНОВНЫХ УЗЛОВ И ЭЛЕМЕНТОВ ГЭУ НА БАЗЕ ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН

Трутнев П.С. – студент, Ильиных С.В. – аспирант, Гольцов Л.А. – аспирант,  
Иванова Т.Ю. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Расчет и проектирование основных узлов ГЭУ – это комплексная задача. Разработанная нами методика комплексного расчета основывается на описанных в разделе 3.1.4.1 [ 3 ] и [1,2] методиках:

- расчета параметров проточной части осевых гидротурбин малой мощности;
- определения параметров схем замещения асинхронного двигателя;
- расчета рабочих характеристик автономного асинхронного генератора.

Стабилизация величины напряжения осуществляется за счет регулирования мощности балластной нагрузки по отклонению напряжения от номинального. Стабилизация частоты напряжения осуществляется изменением напряжения на добавочных конденсаторах в соответствии с отклонением величины частоты от номинальной. При этом основные конденсаторы возбуждения соединяются треугольником, а добавочные – звездой. Величина емкости основных конденсаторов берется равной номинальной. Емкость дополнительных конденсаторов зависит от коэффициента мощности нагрузки.

Разработана методика расчета для определения емкости конденсаторов возбуждения.

Разработанная методика позволяет по номинальным электрическим параметрам АД и коэффициенту мощности нагрузки определить емкости основных ( $C_{осн}$ ) и дополнительных ( $C_{дон}$ ) конденсаторов возбуждения.

Порядок расчета следующий.

По справочной литературе выбирают номинальные электрические данные АД: напряжение ( $U_Y$ ) и ток ( $I_Y$ ) при соединении статорных обмоток звездой, фазное напряжение ( $U_{1н}$ ), коэффициент мощности ( $\cos \varphi_n$ ). Величину емкости ( $C_{осн} = C_n$ ) определяют по выражению (2.50) [1], соответствующему соединению основных конденсаторов возбуждения треугольником.

Номинальное активное сопротивление нагрузки  $r_{нгн}$  находят по выражению (3.1) [3].

Используя номинальные значения фазного напряжения ( $U_{1н}$ ) и сопротивления нагрузки ( $r_{нгн}$ ), определяют активную фазную мощность полезной нагрузки, соединенную звездой ( $P_{нз}$ ). Причем, фазную величину сопротивления полезной нагрузки берут равной (1,15-1,2) $r_{нгн}$ .

Задаются коэффициентом мощности нагрузки ( $\cos \varphi_{нз}$ ) и по выражениям (2.45) [1] и (2.46) [1] определяют емкость добавочных конденсаторов возбуждения, соединенных звездой или треугольником, по формуле, соответственно:

$$C_{доо\delta\gamma} = \frac{P_{нз} \operatorname{tg} \varphi_{нз}}{\omega_1 U_{1н}^2} \text{ или } C_{доо\delta\lambda} = \frac{P_{нз} \operatorname{tg} \varphi_{нз}}{3\omega_1 U_{1н}^2}. \quad (1)$$

Порядок расчета основных элементов ГЭУ следующий.

Исходными данными расчета ГЭУ являются рабочий напор  $H(m)$ , расход  $Q$  ( $m^3/c$ ) участка водотока, на котором будет установлена ГЭУ, и ориентировочные значения коэффициентов полезного действия осевой гидротурбины ( $\eta$ ) и АСГ ( $\eta_c$ ). Примерную электрическую мощность ( $P_{ca}$ ) на зажимах генератора находят по формуле:

$$P_{ca} = \rho g H Q \eta \eta_c, \text{ (кВт)}, \quad (2)$$

где  $\rho$  – плотность воды,  $kg/m^3$ ;

$g$  – ускорение свободного падения,  $m/c^2$ .

По методике, описанной в разделе 3.1.4.1 [ 3 ] и [2], рассчитывают конструктивные параметры осевой гидротурбины и частоту вращения рабочего колеса ( $n_K$ ).

По электрической мощности  $P_{ca}$  и частоте вращения рабочего колеса ( $n_K$ ) выбирают серию, марку и мощность АД, который можно использовать в качестве генератора. Номинальная мощность АД ( $P_{2н}$ ) должна быть равной или немного меньше мощности  $P_{ca}$ .

Для расчета АД используют справочные данные: номинальные электрические и механические параметры и конструктивные данные АД. По методике, описанной в [1], определяют параметры схемы замещения АД: поправочный коэффициент ( $c_1$ ), активные и индуктивные сопротивления ( $r_1, x_1, r_2', x_2', r_\mu, x_\mu$ ).

По формулам (2.50) [1] и (3.1) находят номинальные значения емкости основных конденсаторов возбуждения ( $C_n$ ) и сопротивление активной номинальной нагрузки ( $r_{нз}$ ). Величину емкости основных конденсаторов принимают равную значению, которое набирается из наименьшего числа номинальных величин конденсаторов, в диапазоне  $C_{осн} = (0,9-1,1) C_n$ . Сопротивление балластной нагрузки выбирается в диапазоне  $r_\delta = (1-1,1)r_{нз}$  так, чтобы БН набиралась из наименьшего количества стандартных элементов.

По методике, описанной в [1], определяют фазную мощность ( $P_2$ ), напряжение ( $U_1$ ) и ток статора ( $I_1$ ), коэффициент мощности ( $\cos \varphi_c$ ), КПД ( $\eta_c$ ), частоту напряжения ( $f_1$ ) и скольжение ( $s$ ) генератора. Частоту вращения ротора ( $\omega_p$ ) подбирают так, чтобы значения  $U_1$  и  $f_1$  были в пределах допустимых значений. В расчетах номинальная емкость определяется по формуле (3.3)

[ 3 ]. Величину частоты напряжения используют при настройке блоков БРУЧ<sub>А</sub>, БРУЧ<sub>В</sub>, БРУЧ<sub>С</sub> САУ. Величину мощности балластной нагрузки принимают равной вычисленному значению мощности  $P_2$ . Момент АСГ ( $M_c$ ) находят по формуле (2.64) [1].

Параметры осевой гидротурбины: мощность ( $N$ ) рассчитывают по формуле (2.1)[2], частоту вращения ( $n_K$ ) и КПД ( $\eta$ ) рассчитывают по методике, описанной в разделе 3.1.4.1.

Если мощности осевой гидротурбины и АСГ с учетом их КПД сильно различаются, то выбирают АД другой мощности, и расчеты (п.п. 3-7) повторяют.

КПД ГЭУ ( $\eta_G$ ) находят, приняв  $P_{ca} = 3P_2$ .

Величину номинального фазного сопротивления полезной нагрузки  $r_{нн}$  принимают равной  $(1,15-1,2)r_{нз}$  и повторяют расчет АСГ при  $r_{нз} = r_{нн}$  и выбранной величине  $C_{осн}$  в п.5.

Фазную мощность полезной активной нагрузки принимают равной  $P_2$ , т.е.  $P_{нз} = P_2$ .

Задав коэффициентом мощности нагрузки ( $\cos \varphi_{нз}$ ) в соответствии с требованиями потребителей, определяют емкость добавочных конденсаторов возбуждения  $C_{доб}$ , соединенных звездой или треугольником по выражению ( 1 ).

Используя значения сопротивления балластной нагрузки  $r_\delta$ , емкости добавочных конденсаторов  $C_{доб}$ , частоты  $f_1$  и величины  $U_1$  напряжения, определяют параметры тиристорных регуляторов ТР1 и ТР2 тиристорного преобразователя.

Таким образом, разработанная методика комплексного расчета основных узлов и элементов ГЭУ позволяет по напору и расходу водотока определить параметры осевой гидротурбины, выбрать АД, который будет использоваться в качестве генератора, рассчитать емкости основных и дополнительных конденсаторов возбуждения, характеристики АСГ для заданных значений скорости вращения ротора, емкости конденсаторов возбуждения и

сопротивления нагрузки. При различных напорах водотока с помощью разработанной методики можно определить: КПД ГЭУ, осевой гидротурбины и АСГ; моменты рабочего колеса осевой гидротурбины и АСГ; частоту вращения рабочего колеса и рабочие характеристики АСГ.

#### Список литературы

1. Гидроэнергетические установки на базе осевых гидротурбин: Отчет о НИР (промежуточ.)/ ГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И.Ползунова; Руководитель Т.Ю.Иванова; ГР 01200961653; Инв. № 02201156996.- М., 2011.-134с.
2. Гидроэнергетические установки на базе осевых гидротурбин: Отчет о НИР (промежуточ.)/ ГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И.Ползунова; Руководитель Т.Ю.Иванова; ГР 01200961653; Инв. № 02200954488 .-М., 2009.-88с.
3. Гидроэнергетические установки на базе осевых гидротурбин: Отчет о НИР (заключит.)/ ГОУ ВПО «Алтайский государственный технический университет им. И.И.Ползунова; Руководитель Т.Ю.Иванова; ГР 01200961653; Инв. № 02201296535.-М., 2012.- 168 с.

#### ТЕОРЕМА О РАСЧЕТЕ МОМЕНТА МАССОВОЙ СИЛЫ

Ламонов Э.А.- студент, Щапов А.П.- студент, Жданов Е.П. - аспирант  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Часто в технических расчетах параметров конструкций приходится находить усилия, действующие со стороны рабочего тела (сплошной среды) на элементы конструкции, при этом в литературе не встречается достаточно удобного алгоритма расчета. Расчеты, конечно, проводятся, при этом исследователи часто пользуются классическими определениями. Например, момент массовой силы, в частности силы тяжести, действующей на полость, заполненную сплошной средой с заданной плотностью, рассчитывают по формуле

$$\vec{M} = \int \vec{r} \times \vec{g} \rho(\vec{r}) dV$$
, где  $\vec{r}$  - радиус-вектор частицы сплошной среды с плотностью  $\rho$  объемом

$dV$ . на которую действует массовая сила с  $\vec{g} = \vec{F}/m$ ,  $m$  – масса этой частицы. Роль массовой силы обычно выполняет сила тяжести, а в простых ситуациях  $\vec{g} = const$  и  $\rho = const$ . Интегрирование на практике приводит к суммированию моментов, действующих на некоторые объемы сплошной среды, на которые каким-то образом был предварительно разбит исходный объем. Проблемой расчетного алгоритма становится именно адекватное разбиение, которое бы позволяло желательнее без потери точности или с заранее заданной точностью  $\epsilon$  провести требуемый расчет. В трехмерной постановке задачи непрямая форма полости с рабочим телом и динамичный процесс может привести к значительному увеличению объема расчетов. Тем не менее, слегка модифицировав постановку задачи можно существенно сократить объем вычислений и упростить алгоритм расчета.

Сформулируем теорему, стандартную в разделе векторного анализа математики, применительно к целям задачи. Для наглядности заменяя удельную массовую силу термином "ускорение свободного падения", что не уменьшает общности рассуждений, но задает выделенное направление  $y$  и перпендикулярное ему, горизонтальное, направление  $x$ . С той же целью наглядности, но имеющую самостоятельное практическое значение используем формулировку в двумерном случае.

**Теорема.** Момент силы тяжести, действующей со стороны заполненной жидкостью с  $\rho = const$  полости, единичной толщины в плоскости  $(x,y)$  с границами, заданными функцией  $f(x,y)=0$ , на механизм с осью вращения, перпендикулярной этой плоскости, численно равен

модулю от криволинейного интеграла 2-го рода по границе полости: 
$$M = g\rho \left| \oint_{\Gamma} \xi(x)y(x)dx \right|$$

где  $\xi(x) = \Delta y(x)$ ,  $y(x)$  – координата границы полости по оси  $y$ ,  $x$  – расстояние по горизонтали от оси вращения до точки с координатой  $x$ ,  $\Gamma$  – замкнутый контур полости в плоскости  $(x, y)$

Действительно, по определению общего криволинейного интеграла второго рода он имеет обобщенный вид  $\int_{AB} P(x, y)dx + Q(x, y)dy$  в виде суммы двух интегралов по кривой  $AB$ ,

в нашем случае второй интеграл не оказывает какого-либо влияния на значение момента массовой силы, так как она действует параллельно оси  $y$ . Этот факт можно пояснить

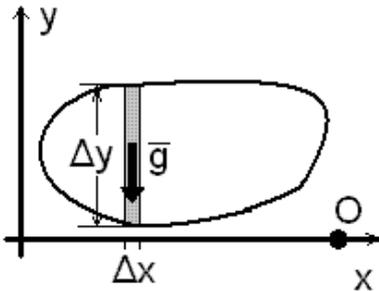


Рисунок 1.

рисунком 1. В курсе математического анализа, например [1], доказывается формула сведения криволинейного интеграла второго рода к определенным интегралам. Пусть кривая  $AB$  задана параметрически уравнениями  $x=\varphi(t)$ ,  $y=\psi(t)$ ,  $\alpha \leq t \leq \beta$ , где  $\varphi(t)$  и  $\psi(t)$  непрерывны вместе со своими производными  $\varphi'(t)$  и  $\psi'(t)$  функции, причем точке  $A$  соответствует значение  $t=\alpha$ , точке  $B$  - значение  $t=\beta$ ,  $\varphi'^2(t) + \psi'^2(t) \neq 0$ . Если функции  $P(x, y)$  и  $Q(x, y)$  (в силу выбора направления  $y$   $Q(x, y)=0$ , а  $P(x, y)$  пропорционален произведению  $x \cdot \Delta x \cdot \Delta y$ , где  $\Delta y$  - "высота" "сечения" полости в точке с координатой  $x$  (рисунок 1))

непрерывны вдоль кривой  $AB$ , а это требование, мы видим, выполняется, то справедлива

следующая формула:  $M = g\rho \left| \int_{\Gamma} \xi(x)y(x)dx \right| = \left| \int_{AB} P(x, y)dx \right| = \left| \int_{\alpha}^{\beta} P(\varphi(t), \psi(t)) \varphi'(t) dt \right|$ , в которой

модуль автоматически учитывается за счет выбора направления  $y$ . Параметризация в нашем случае, соответственно,  $x=\varphi(t)$ ,  $y=\psi(t)$ ,  $P(x, y)=\rho g x y$ , что соответствует вышеприведенному определению момента массовой силы, что и доказывает теорему.

Теорема допускает обобщение на трехмерный случай, в этом случае необходимо уже рассматривать поверхностные интегралы второго рода. В двумерном случае она имеет весьма полезное следствие, позволяющее в некоторых случаях практически аналитически получить результат расчета.

Следствие. Если полость заполнена полностью однородной средой и ограничена в сечении прямыми ломаными линиями с узлами с координатами  $(x_1, y_1)$ ,  $(x_2, y_2)$ , ...,  $(x_n, y_n)$ ,  $(x_{n+1}, y_{n+1})$ , где  $(x_{n+1}, y_{n+1})=(x_1, y_1)$ , полость механически жестко связана с осью вращения, расположенной в точке с координатами  $(0, 0)$ , может также вместо верхней границы полости присутствовать свободная поверхность сплошной среды (жидкости), ограниченная прямыми, например, горизонтальна, углы которых находятся в той же последовательности узлов, то момент силы слоя толщиной  $\Delta z$  вычисляется по формуле

$M = \Delta z \rho g \sum_{i=1}^n \left[ \left( \varphi_i - k_i x_i \right) \left( \varphi_{i+1} - x_i \right) \frac{x_{i+1}^2 - x_i^2}{2} + k_i \frac{x_{i+1}^3 - x_i^3}{3} \right]$ , где  $k_i = \frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i}$ , а центр массы жидкости в

полости можно определить из формулы  $x_{cm} = \frac{M}{\left\{ \Delta z \rho g \sum_{i=1}^n \left[ \left( \varphi_i - k_i x_i \right) \left( \varphi_{i+1} - x_i \right) \frac{x_{i+1}^2 - x_i^2}{2} \right] \right\}}$

Доказательство этих формул легко выполняется путем подстановки в криволинейный интеграл ломаной  $y = y_i + k_i(x - x_i)$ .

Криволинейный интеграл очень удобен, так как, во-первых, позволяет организовать унифицированный алгоритм расчета, а во-вторых обладает свойством аддитивности как по вертикальным сечениям (выделенное направление), так и вдоль расчетного контура.

Практическое использование результатов проведенных выше рассуждений можно

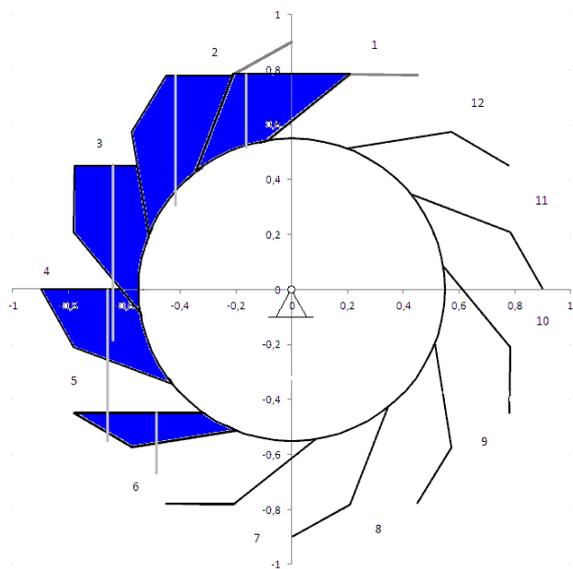


Рисунок 2 - Схема поперечного сечения водяного колеса с лопатками сложной формы, расположенными под углом к радиальному направлению.

получить при расчете, например, конструкций водяного колеса. В этом случае задача сводится к двумерному случаю, аддитивному к ширине колеса. Можно легко рассчитать крутящий момент колес с различными геометрическими параметрами и формой лопастей. Оказалось, что эффективность водяного колеса заметно повышается при переходе от плоской лопасти к более сложной форме. Это выражается, во-первых, в смещении центра массы воды в сторону периферии колеса, а во-вторых, в лучшей наполненности ячеек, образованных лопастями, водой. Оба следствия изменения конструкции приводят к увеличению крутящего момента.

На рисунке 2 показано схематично водяное колесо в поперечном разрезе с лопастями сложной формы. Светлыми вертикальными линиями обозначены  $x$ -координаты центра массы в каждой ячейке, полученные в результате проведенного расчета, их длина пропорциональна величине момента силы тяжести, приложенного к колесу в результате заполнения полости водой. Очевидно, что результирующая массовой силы приложена к центру массы воды в ячейке, но у результирующей точки приложения имеет значение только  $x$ -координата, отвечающая за рычаг, а  $y$ -координата не имеет какого-либо значения, поэтому для простоты она и не вычислялась, а линии отрисованы от уровня свободной поверхности. Простота реализации расчетного алгоритма позволяет проводить расчеты в MS Excel с получением результата для любого угла поворота колеса.

#### Список литературы

1. Шипачев В.С. Высшая математика: Учебник для немет. спец. вузов /Под ред. акад. А.Н.Тихонова.-М.:Выш. шк., 1985.- 471 с.

#### ИССЛЕДОВАНИЕ ПРЕДЕЛЬНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОДЯНОГО КОЛЕСА ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ЕГО ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Ламонов Э.А.- студент, Щапов А.П.- студент, Жданов Е.П. - аспирант  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

При конструировании и расчете энергоотдачи такого устройства как водяное колесо несмотря на его кажущуюся простоту не всегда понятен и обоснован критерий выбора основных геометрических размеров – диаметра, формы, размера и количества лопастей. Найдем такой критерий с помощью максимально возможных характеристик.

Водяное колесо получает крутящий момент вдоль своей оси в результате действия силы тяжести на воду, заполняющую пространство между лопастями колеса. Очевидно, предельный крутящий момент на оси колеса получится при заполнении целиком его полуобъема (левого или правого). Пренебрегая объемом конструкции, получим уравнение для определения смещения центра массы воды относительно оси водяного колеса:

$$\frac{\pi}{4} + \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2} - \frac{\alpha}{2} = 0, \quad x = R \cdot \arccos\left(\frac{\alpha}{2}\right),$$

где  $\alpha$  - центральный угол вертикальной хорды, проходящей через центр массы воды. Смещение горизонтальной координаты  $x$  центра массы воды приблизительно равно  $x_{\text{цм}1/2} = 0,404 \cdot R$ , где  $R$  - радиус водяного колеса. Нетрудно подсчитать, что удельная мощность  $N_{\text{уд}}$ , развиваемая водяным колесом, на единицу его ширины с его характерными параметрами: радиусом колеса  $R=2.5$  м и скоростью вращения  $n=10$  об/мин составит не более 16,2 кВт/м, при этом расход воды, обеспечивающий полное заполнение колеса равен  $Q_{\text{уд}}=1,64$  м<sup>3</sup>/с, а отношение момента силы, действующего со стороны воды на колесо, к расходу воды составляет  $N/Q=9,9$  кВт/м<sup>3</sup>. Если абсолютное значение момента силы  $M$  является наибольшим, то отношение  $N/Q$  таковым не является, и следовательно, имеется повод подумать о конструкции водяного колеса, более эффективном по отношению к затратам используемой для его вращения воды.

Реальные конструкции водяных колес содержат центральную часть, не заполняемую водой. Этим конструкторы стараются добиться максимально эффективного использования имеющегося расхода воды, поскольку, как правило, он ограничен. Исследуем зависимость отношения  $N/Q$  от геометрических характеристик колеса.

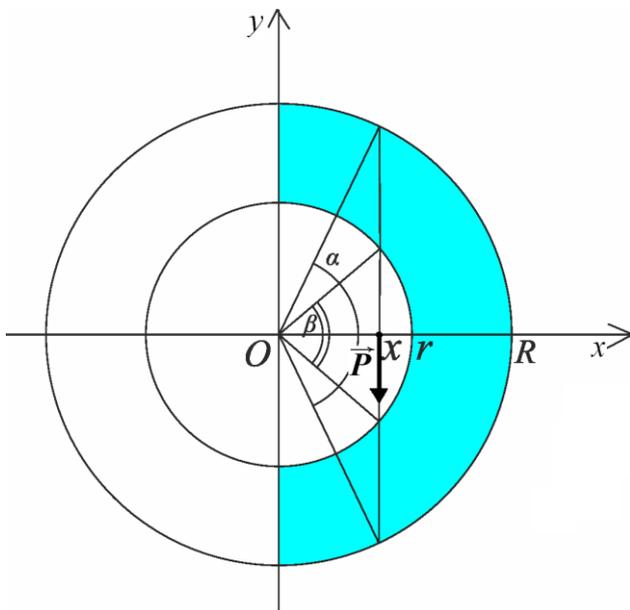


Рисунок 1 – Схема водяного колеса

Рассмотрим водяное колесо радиуса  $R$ , одна из половин, которого заполнена водой, но без центральной осесимметричной части радиуса  $r$  (рисунок 1). При малом  $r$  получаем уравнения для определения  $x$ -координаты центра массы воды в системе отсчета с началом координат в центре оси вращения аналогичное вышеприведенным:

$$\left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \frac{\pi}{4} + \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2} - \frac{\alpha}{2} = 0,$$

$$x = R \cdot \arccos\left(\frac{\alpha}{2}\right).$$

Уравнения дают решение до тех пор пока  $r < x$ . При дальнейшем увеличении внутреннего радиуса  $r$  уравнения вновь претерпевают изменение, появляется дополнительный центральный угол  $\beta$ , образованный радиусами, опирающимися на вертикальную хорду

внутренней незаполняемой части водяного колеса, проходящую через центр массы воды:

$$\left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right) \frac{\pi}{4} + \sin \frac{\alpha}{2} \cos \frac{\alpha}{2} - \frac{r^2}{R^2} \sin \frac{\beta}{2} \cos \frac{\beta}{2} - \frac{\alpha}{2} + \frac{r^2}{R^2} \frac{\beta}{2} = 0, \quad \beta < \alpha, \quad \frac{\beta}{2} = \arccos\left(\frac{R}{r} \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)\right),$$

$$x = R \cdot \arccos\left(\frac{\alpha}{2}\right).$$

Решения всех трех систем уравнений, естественно, образуют непрерывную функцию  $x=x(r)$ , показывающую смещение центра массы воды с увеличением внутреннего радиуса водяного колеса, график которой представлен на рисунке 2. Характер зависимости меняется при переходе радиуса  $r$  за центр масс (на рисунке – пересечение с вспомогательной прямой  $x=r$ ), она становится практически линейной, хорошо аппроксимируемой функцией  $x=0,378 \cdot r + 0,33$ .

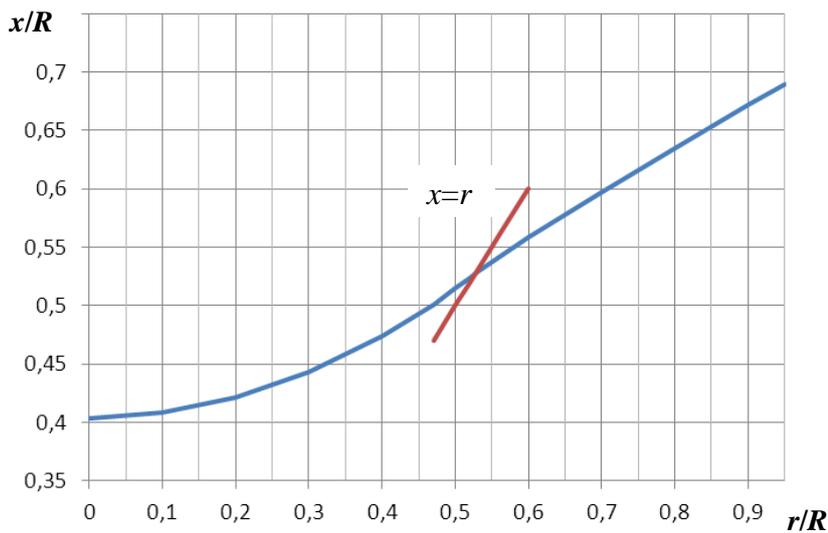


Рисунок 2 – Зависимость x-координаты центра массы воды от размеров внутренней части водяного колеса при заполнении водой целиком половины емкости колеса

Пусть теперь скорость  $v$  заполнения водяного колеса остается прежней, уменьшим удельный расход  $Q$  вдвое. Причем, угловая скорость водяных колес должна оставаться постоянной, так как приводимые ими электрические генераторы всегда настроены на определенную скорость вращения. Примем ее значение постоянным и равным характерной величине  $n=10$  об/мин. На практике это означает уменьшение удельного проходного сечения в канале залива водой и, соответственно, вдвое

увеличение ширины колеса при требовании оставить то же значение  $Q$ . Поступающая в колесо вода будет успевать заполнять его без перелива, при условии уменьшения вдвое полуобъема колеса. Это приводит к размеру радиуса внутреннего обода  $r = \frac{R}{\sqrt{2}}$  или  $r/R=0,7$

,  $x=0,6$ . Момент силы тяжести воды в этом случае будет составлять 74,3% от момента сил при  $r=0$ . Таким образом, отношение  $N/Q$  станет равным  $N/Q=7,36$ , или при ширине колеса, позволяющей использовать первоначальный расход воды  $N/Q$  составит уже величину 14,72, что почти в 1,5 раза больше. То есть вода в 1,5 раза будет использоваться эффективней.

Построим зависимость предельных характеристик водяного колеса от его геометрического параметра  $r$  при прочих равных условиях.

Таким образом, задача нахождения предельных характеристик водяного колеса дополняется условиями постоянной скорости подачи в колесо воды и неизменного расхода при увеличении ширины подающего лотка, или, что то же ширины колеса  $L$ , считая  $L_0=1$  м. При условии согласования расхода воды, геометрических размеров колеса и скорости его вращения были получены предельные характеристики водяного колеса, рассмотрение которых позволяет сделать вполне определенные выводы о предполагаемой конструкции колеса при его проектировании.

Результаты расчетов представлены на рисунке 3. Зависимость отношения  $N/Q$  от  $r/R$  (кривая 1) показывает, что при увеличении  $r$  и приближение  $r/R$  к 1 эффективность использования имеющегося в наличии расхода воды возрастает и скорость роста резко увеличивается при  $r/R>0,8$ . Казалось бы более эффективно строить водяные колеса с короткими лопастями и  $r$  близким к  $R$ , однако кривая 5 показывает, что это приводит к уширению колеса в той же области  $r/R>0,85$ , но зависимость  $L/L_0$  не линейна от  $N/Q$ , что

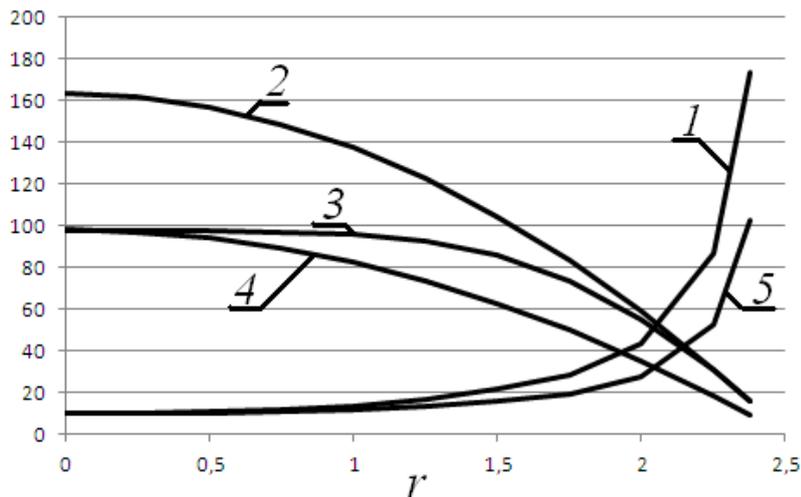


Рисунок 3 – В зависимости от внутреннего радиуса водяного колеса  $r$ , м: 1 –  $N/Q_{const}$ , кВт/м<sup>3</sup>; 2 –  $100 \cdot Q$ , м<sup>3</sup>/с; 3 –  $M$ , 10<sup>-3</sup> кгм<sup>2</sup>/с<sup>2</sup>; 4 –  $10 \cdot V$ , м<sup>3</sup>; 5 –  $10 \cdot L/L_0$

предполагает наличие оптимальной конструкции колеса в конкретных условиях его использования. В принципе несложно построить целевую функцию, в которую входили бы как геометрические параметры, натурные данные, так и экономические параметры (стоимость материалов, изготовления колеса, подготовки ложа и монтажа установки, а также любые другие) и найти ее экстремум. Кривая 2 демонстрирует квадратичную зависимость, довольно плавную в диапазоне  $r/R$  от 0,4 до 0,8, расхода  $Q$  от величины  $R-r$ . Кривая 3 показывает как

изменяется крутящий момент  $M$ , приложенный к оси водяного колеса при увеличении радиуса внутреннего обода колеса и соответствующим уменьшении его объема. При изменении  $r$  в диапазоне  $(0 - 0,5 \cdot R)$  момент силы практически не изменяется, при дальнейшем увеличении  $r$  он резко уменьшается, это объясняет поведение критических характеристик колеса. Кривая 4 показывает значения объема колеса шириной 1 м, занимаемого водой. Эти значения пропорциональны соответствующим значениям  $Q$ .

В проведенном исследовании не использовались какие-то специфические параметры водяного колеса, более того, расчеты производились в безразмерном виде, а затем приводились к выбранным геометрическим параметрам, это дает основание считать, что данный подход применим к конкретным практическим расчетам. На практике в реальных водяных колесах вода занимает не всю половину емкости колеса, особенно в его нижней части, успевая слиться до прихода соответствующей точки обода колеса в нижнее положение. Учет этого факта приводит к худшим показателям энергоэффективности конструкции. Задавая форму нижней границы в реальной конструкции колеса, можно провести все аналогичные расчеты и построить целевую функцию для оптимизации установки.

Алгоритм проектирования устройства водяного колеса может быть следующим:

1. Натурные измерения динамики расхода реки или водоема.
2. Определение возможного уровня верхнего бьефа при данных условиях рельефа в районе размещения в будущем водяного колеса.
3. Определение возможной ширины лотка залива воды в колесо.
4. Построение целевой функции с найденными ранее ограничениями.
5. По целевой функции определение геометрических параметров водяного колеса:  $R$ ,  $r$ ,  $L$  и формы и количества лопаток в нем, а также формы ложа нижнего бьефа.
6. Проектирование, изготовление и установка.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ ВОДЯНОГО КОЛЕСА

Стойко Д.О. – студент, Жданов Е.П. - аспирант

Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Традиционные конструкции водяного колеса с прямыми лопатками неэффективны, так как способны использовать лишь небольшие расходы энергоносителя, роль которого играет вода в верхнем бьефе с запасом потенциальной энергии, пропорциональной перепаду уровней. На рисунке 1 видно, что используемый расход воды численно равен объему удерживаемой колесом воды, составляет небольшую долю объема колеса. Но даже эта вода используется неэффективно, так как центр массы воды, оказывающей усилия на колесо как на рычаг для его поворота, располагается недалеко от оси симметрии водяного колеса. При направлении большого расхода воды на колесо, вода будет просто переливаться через него, не давая существенного вклада в момент силы.

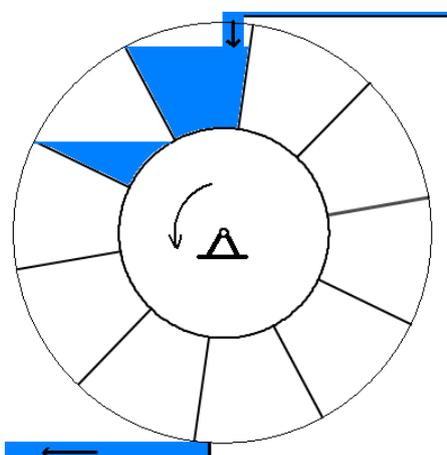


Рисунок 1 - Схема поперечного сечения водяного колеса

В данной модели учитывается только потенциальная составляющая энергии воды и пренебрегается ее динамическим напором.

Для частичного решения как одной, так и другой проблемы можно изменить как форму лопастей, так и их количество. Исследуем, как эти изменения влияют на крутящий момент. Для определенности зададим следующие геометрические размеры колеса:  $R=0.9$  м,  $r=0.55$  м, число лопаток  $n=12$ , то есть, они располагаются

через  $30^\circ$  друг от друга. В данной модели изменим форму лопастей таким образом: длина лопатки от внутреннего цилиндра до излома - 0,38 м, длина от излома до края лопатки - 0.24 м, угол излома таков, что расстояние между крайними точками сечения лопатки составляет 0,585 м. При таких размерах каждая лопатка располагается под некоторым углом к радиальному направлению. Выбор формы лопатки достаточно случаен, но опирается на желание удержать как можно больше воды в колесе. Схематично поперечный разрез такого колеса приведен на рисунке 2.

Данная работа посвящена более разработанному методу расчета, чем оптимизации получаемых результатов.

Использование плоских лопастей с изломом, легко реализуется при изготовлении колеса из толстых листов металла, а также несколько упрощает алгоритм расчета, хотя это и не принципиально. Общий момент силы, действующей на водяное колесо, находится как сумма моментов, возникающих под влиянием силы тяжести воды в каждой ячейке колеса. При этом для расчета использовалась формула, приведенная к криволинейному интегралу второго рода:

$$M_k = g\rho \int_{\Delta k} \xi(x)y(x)dx$$
, здесь  $g$  - ускорение свободного падения,  $\rho$  - плотность воды,  $x$  и  $y$  - горизонтальная и вертикальная координаты с центром в центре оси колеса,

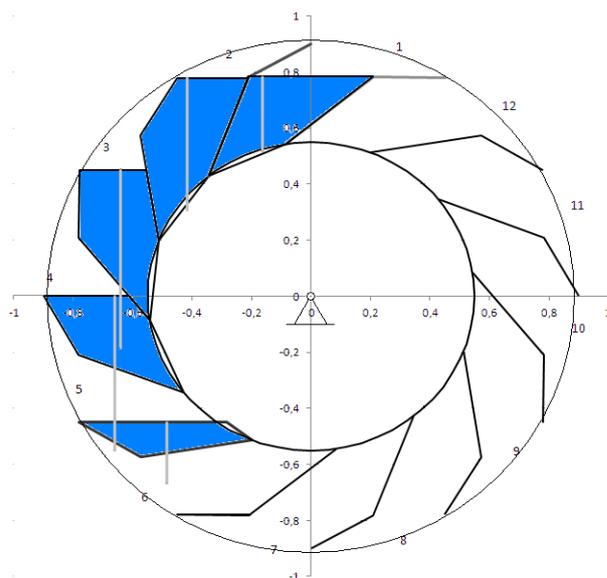


Рисунок 2 - Схема поперечного сечения водяного колеса с лопатками сложной формы, расположенными под углом к радиальному направлению

$\xi(x)$  – глубина слоя воды в точке с координатой  $x$ ,  $\Gamma_k$  – граница  $k$ -ой ячейки. После подстановки линейной функции границы интеграл преобразуется следующим образом:

$$M_k = \Delta x \rho g \sum_{i=1}^n \left[ \left( \xi_i - k_i x_i \right) \frac{x_{i+1}^2 - x_i^2}{2} + k_i \frac{x_{i+1}^3 - x_i^3}{3} \right], \text{ где } k_i = \frac{y_{i+1} - y_i}{x_{i+1} - x_i},$$

а центр массы жидкости в полости можно определить из формулы  $x_{\text{с.м.}} = M_k / m_k g$ , где  $m_k$  – масса воды в этой ячейке.

Для данной модели относительные величины моментов силы показаны светлыми линиями, начинающимися в точках свободной поверхности вод с  $x$ -координатами центров массы воды. Модель оставляет без внимания моменты и источники появления вода в каждой из ячеек, а также стоки этой воды, считая уровень свободной поверхности горизонтальным.

Исследуемая модель при всей ее простоте позволяет получить ряд интересных результатов. Проследим за одной ячейкой, рассматривая в качестве независимого аргумента, характеризующего вращение водяного колеса, угол с вершиной в центре оси между кромкой лопасти и осью  $x$ . Результаты проведенных расчетов приведены на рисунках 3-6. Из них

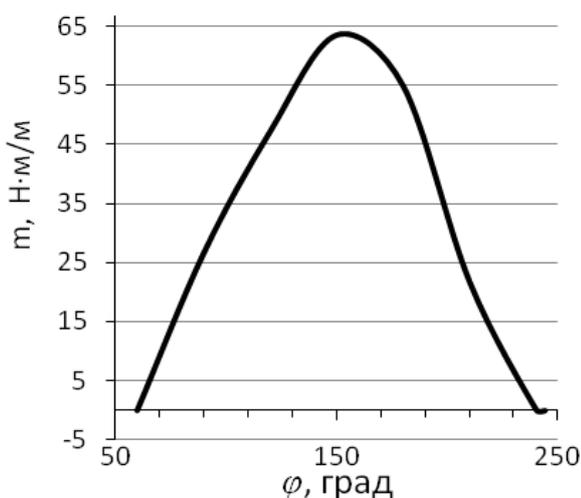


Рисунок 3 – Динамика изменения момента силы одной ячейки в зависимости от ее положения, характеризуемого кромкой лопасти

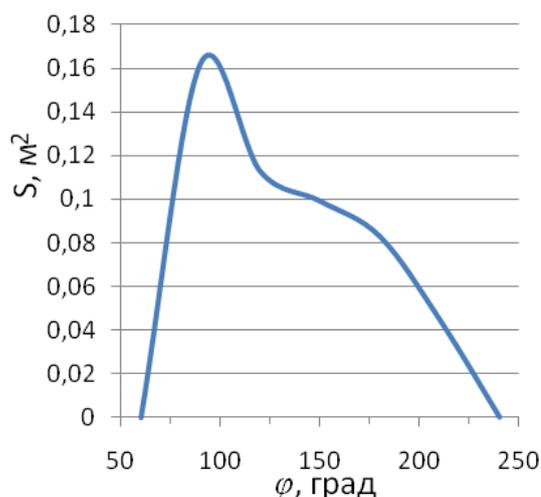


Рисунок 4 – Динамика заполнения водой ячейки в зависимости от угла ее поворота (угол отклонения кромки лопасти от оси  $x$ )

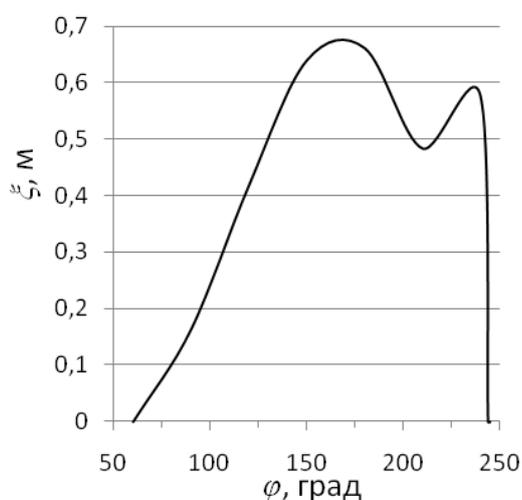


Рисунок 5 – Динамика движения  $x$ -координаты  $\xi$  центра масс воды в ячейке водяного колеса в зависимости от его вращения вокруг оси,  $\varphi$  – угол отклонения кромки лопасти от оси  $x$

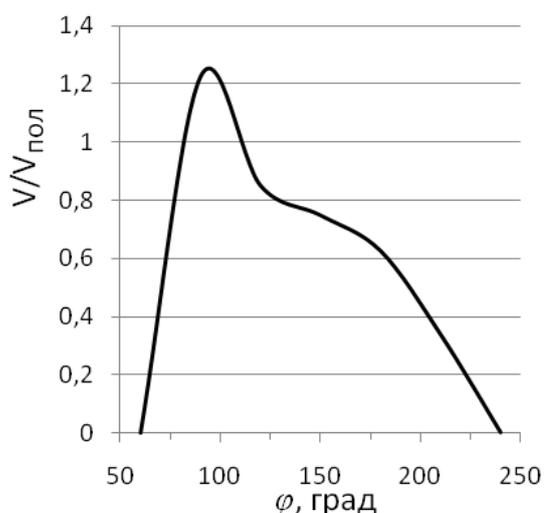


Рисунок 6 – Динамика заполнения ячейки водой ( $V_{\text{пол}}$  приравнена к  $1/n$  части объема между внешним и внутренним радиусами водяного колеса)

видно, что в верхней точке колеса ячейка заполняется практически мгновенно водой, при этом наблюдается резкое увеличение объема воды на рисунках 4 и 6, однако влияние этого незначительно, так как плечо момента силы мало.

Максимум крутящего момента (рисунок 3) достигается, когда ячейка с водой поворачивается в положение, близкое к положению ячейки 3 на рисунке 2 (это около  $150^\circ$  на рисунке 3), и с дальнейшим поворотом колеса уменьшается, что связано со сливом воды, начавшимся еще до достижения этого угла поворота колеса. В области наибольших значений момента максимум достигается лишь за счет выноса воды дальше от оси симметрии, но со сливом из ячейки воды максимально возможного значения крутящего момента так и не достигается. Следовательно, геометрические параметры данной модели необходимо оптимизировать.

В нижней четверти, когда воды в ячейке почти не остается крутящий момент резко уменьшается. Ситуация немного корректируется сложной формой лопасти, варьируя которую можно добиться лучшего удержания воды в ячейках колеса. Однако, во-первых, изошренная форма профиля лопасти может препятствовать эффективному заливу воды в верхней части, а во-вторых, это все равно не решает проблему слива воды в положении ячейки с наиболее эффективной работой воды, причем форма лопасти должна работать на максимум  $x_{цм}$ .

Изменение числа ячеек в сторону их увеличения играет положительную роль, несмотря на то, что объем каждой ячейки уменьшается. На рисунках 7-10 приведены результаты расчетов для водяного колеса с  $n=20$  той же формы и размеров. Видим, что увеличение числа лопастей и как следствие - уменьшение объема ячейки, почти в два раза (рисунок 8) приводит к меньшему уменьшению крутящего момента, он дольше держится в области максимума (рисунок 7). Ячейка дольше находится практически полностью заполненная водой и, как следствие, координата центра масс ячейки больше в рабочем диапазоне углов

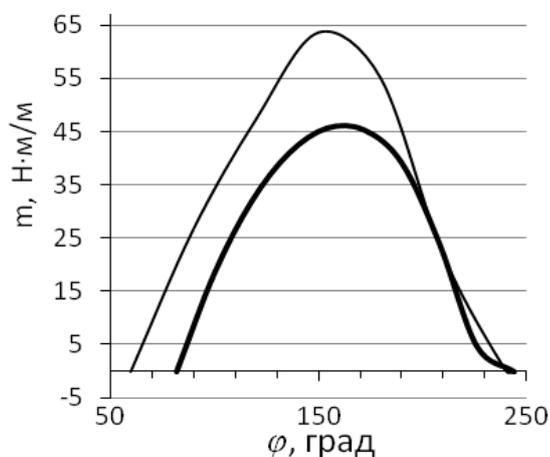


Рисунок 7 – Сопоставление расчетного крутящего момента одной ячейки одинаковых колес с разным числом лопастей:

$n=12$  – тонкая линия и  
 $n=20$  - жирная линия

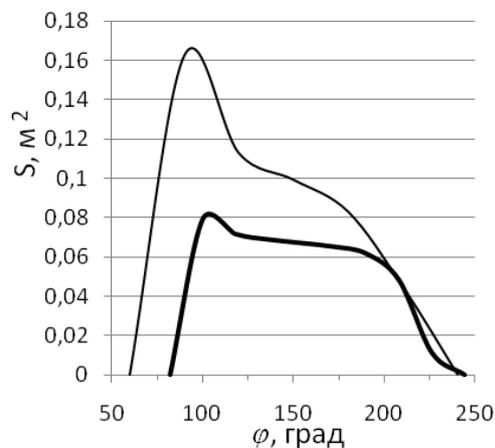


Рисунок 8 – Сопоставление динамики заполнения водой одной ячейки одинаковых колес с разным числом лопастей:

$n=12$  – тонкая линия и  
 $n=20$  - жирная линия

поворота колеса по сравнению с той же координатой для случая с меньшим числом лопастей.

Наиболее существенную роль играют интегральные характеристики. Результаты суммирования по всем ячейкам водяного колеса в одинаковые моменты времени представлены на рисунке 10. С увеличением числа лопастей при неизменных размерах

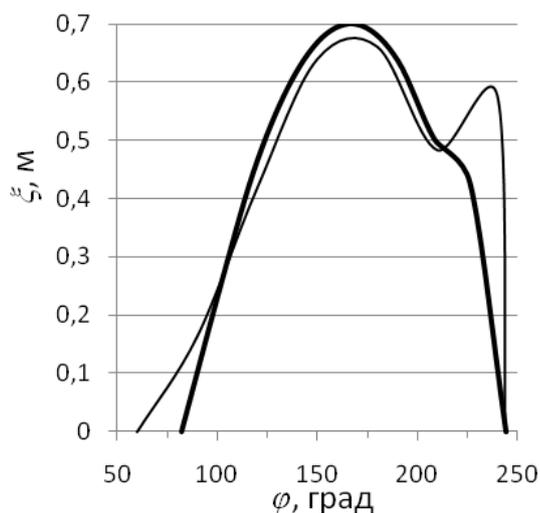


Рисунок 9 – Сопоставление динамики  $x$ -координаты  $\xi$  центра масс воды в одной ячейке одинаковых колес с разным числом лопастей:  
 $n=12$  – тонкая линия и  
 $n=20$  – жирная линия

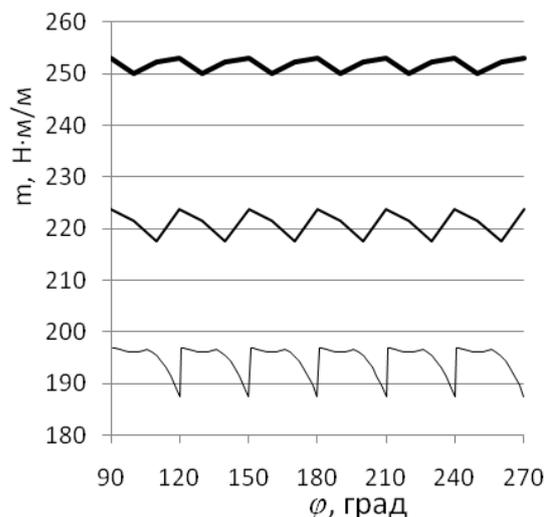


Рисунок 10 – Динамика крутящего момента водяного колеса с разным числом ячеек одной и той же формы и размеров:  
 $n=12$  – тонкая линия;  
 $n=15$  – средняя линия;  
 $n=20$  – жирная линия

колеса и формы лопаток наблюдается, во-первых, увеличение крутящего момента, во-вторых, исчезают провалы в величине суммарного момента колеса, возникающие в моменты, когда из одних ячеек вода уже слилась, а другие, заполненные водой, еще слишком близко к вертикальной оси симметрии колеса. При увеличении числа ячеек вершина крутящего момента отдельно взятой ячейки становится положе и провалы в суммарном моменте заполняются наложением моментов соседних ячеек.

### О ФОРМЕ СВОБОДНОЙ ПОВЕРХНОСТИ ЖИДКОСТИ В КАМЕРАХ ВОДОНАЛИВНОГО КОЛЕСА МИКРОЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Скопенко А.А. – студент, Клейн Г.О. – учебный мастер, Юренков В.Н. – к.т.н., доцент  
 Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

При вращении водоналивного колеса в жидкости, размещённой в камерах, возникают центробежные силы, которые вызывают отклонение вектора массовых сил на некоторый угол  $\beta$  от вертикали. Свободная поверхность жидкости в камерах перпендикулярна этому вектору. В виду зависимости угла  $\beta$  от радиуса, свободная поверхность в камере перестаёт быть плоской и принимает форму поверхности второго порядка – параболического цилиндра, которая описывается в известных математических терминах формулой

$$y^2 = 2px.$$

Схема заполнения камер жидкостью в неподвижном и вращающемся водоналивном колесе представлена на рисунке 1.

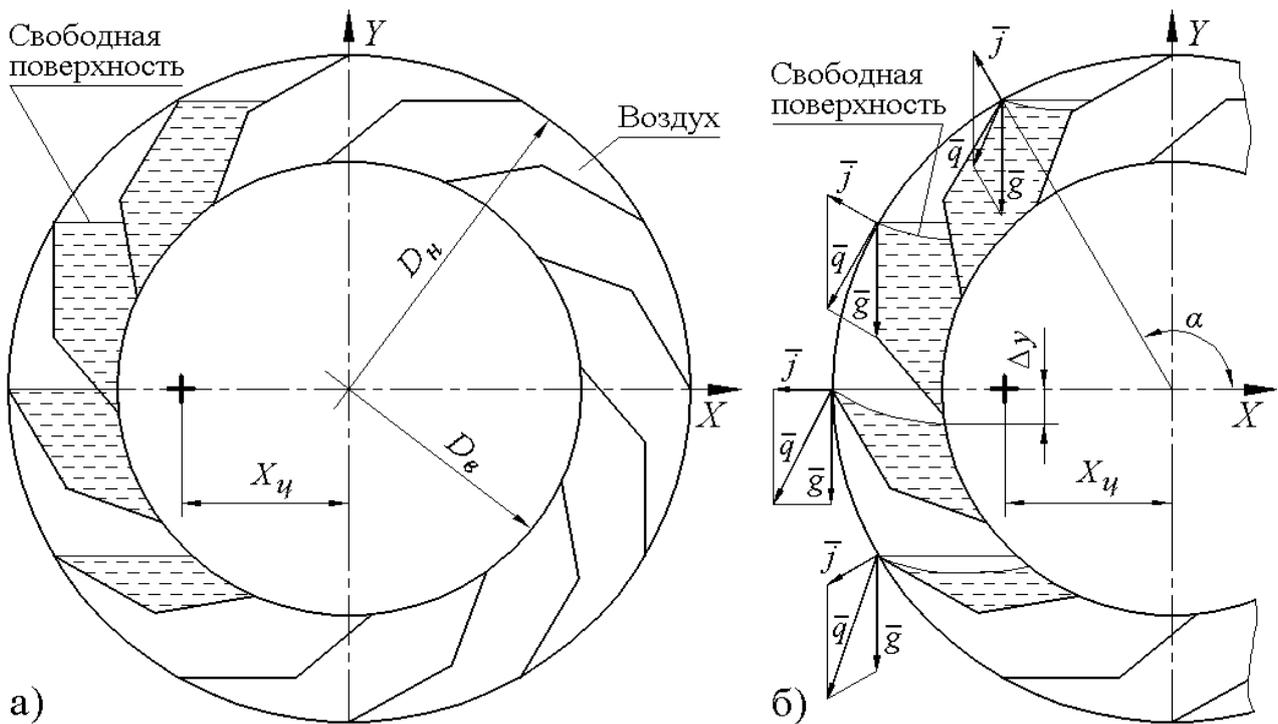


Рисунок 1 – Схема заполнения камер жидкостью в неподвижном (а) и вращающемся (б) водоналивном колесе

Отношение проекции центробежной силы, действующей на выделенный элементарный объём жидкости к объёмной силе пропорционально радиусу, поэтому можно записать:

$$\operatorname{tg} \beta = -\frac{a \cos \alpha}{g + a \sin \alpha}; \operatorname{tg} \beta = AR; -\frac{a \cos \alpha}{g + \sin \alpha} = AR,$$

где  $\alpha$  – угол поворота колеса,  $a$  – переносное ускорение в данной точке жидкости. Переносное ускорение  $a$  совпадает с центростремительным ускорением и определяется по известной формуле

$$a = \omega^2 R.$$

Координаты одной точки параболического цилиндра (параболы в плоскости перпендикулярной оси вращения) известны. Это кромка лопасти на наружном диаметре колеса  $D_n$ . По координатам этой точки можно вычислить параметр  $p$  параболы и объём жидкости, теряемой камерой водоналивного колеса, который равен объёму между горизонтальной плоскостью, проходящей через кромку лопасти на диаметре  $D_n$  и свободной поверхностью жидкости в камере, формулирующейся вследствие действия центробежных сил из-за вращения колеса. Объём теряемой жидкости существенно снижает эффективность работы колеса. Эта потеря является наибольшей при угле  $\alpha=180^\circ$ , которым характеризуется положение камеры. Именно в этом положении жидкость в камере даёт наибольший крутящий момент.

Снижение потери жидкости из камеры может быть достигнуто путём наращивания выходной лопасти и, соответственно, сдвига её кромки по цилиндрической поверхности, совпадающей с диаметром  $D_n$ . Однако такое наращивание лопасти ограничено возможностью наполнения камеры, при её прохождении устройства заполняющего жидкостью колесо.

Учёт искривления свободной поверхности жидкости в камере колеса позволяет получить более точные механические характеристики энергетического устройства использующего водоналивное колесо в качестве привода.

## О ПРИМЕНЕНИИ УРАВНЕНИЙ СЕН-ВЕНАНА ПРИ РАСЧЕТЕ НЕУСТАНОВИВШИХСЯ ПОТОКОВ.

Полковникова А.А.- студент, Завьялов Д.А. - аспирант, Юренков В.Н. – к.т.н., доцент  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Неустановившиеся потоки приходится рассчитывать при прорыве плотин гидротехнических сооружений или ледяных заторов во время весенних паводков. В качестве исходных уравнений используется система двух дифференциальных уравнений, которую принято называть уравнениями Сен-Венана. Решение этой системы, относящейся к простейшему частному случаю потока воды, дал сам Сен-Венан и заключается оно в определении абсолютной скорости перемещения «лба» воды (т.е. скорости движения фронта волны). В более общем случае в результате решения этой системы предполагается получить значения расхода и площади поперечного сечения потока в зависимости от времени и координат точек в пространстве. Обычно это одна координата, так как движение считается одномерным. Решение этой системы достигается использованием разностных методов без введения в расчет каких-либо особых дополнительных допущений. В последнее время в ряде статей (например, в сборнике «Известия вузов. Строительство») используется метод численного интегрирования с привлечением метода характеристик. Поскольку система уравнений Сен-Венана является нелинейной и неоднородной, с частными производными гиперболического типа, то для получения уравнений характеристик требуется ее преобразование по типу преобразований уравнений сплошности и энергии к виду уравнений плоских волн конечной амплитуды (волн Римана). В упоминаемых статьях такие преобразования не производились и было лишь формальное заимствование уравнений характеристик, в которых представление об инвариантах Римана исчезает. Уравнение характеристики [ 1 ]

превращается в зависимость

причем под символом  $c$  понимается скорость движения волны несжимаемой жидкости, численное значение которой, намного меньше численного значения  $c$  в волне Римана. Считаем, что расчеты нестационарных процессов в гидромеханике несжимаемой среды с привлечением метода характеристик могут быть адекватными действительности, но должны быть более глубоко проработанными, а доказательная база должна согласовываться с известными выводами механики жидкости и газа и вытекать из ее основных классических представлений.

### Список литературы

1. Л.И. Седов. Механика сплошности среды. т.2, - с.223

## СИСТЕМА АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ ЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ НАГРУЗКОЙ, ВЫРАБАТЫВАЕМОЙ МИКРОГЭС.

Трутнев П.С.- студент, Ивашев А.К.- зав.лабораторией, Иванов В.М.- д.т.н., профессор  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

Основными показателями качества источника электроэнергии являются номинальное напряжение и частота. Поэтому важнейшим элементом энергоустановки является система стабилизации, обеспечивающая устойчивый режим работы. Для стабилизации напряжения асинхронного генератора используют автобалластную систему стабилизации, выполненную на тиристорных регуляторах. Управление тиристорами производится электронной системой: блоком регулирования и управления напряжением (БРУН) (рисунок 1). К БРУН подводится основное питание со стабилизаторов: оно имеет постоянную величину и не изменяется. Также к БРУН подводится опорное напряжение с трансформатора, которое изменяется пропорционально напряжению на фазе. За счет опорного напряжения и производится



Рисунок 1. Блок регулирования и управления напряжением (БРУН)

регулирование и стабилизация напряжения на фазе. Данная система распределяет нагрузку на балласте, за счет этого и обеспечивается определенное значение напряжения на фазе. Данный блок не имеет систему стабилизации частоты по причине того, что генератор имеет малую мощность - требования к нему занижены. К тому же частичная стабилизация частоты осуществляется БРУН: частота тока зависит от частоты вращения двигателя, а БРУН обеспечивает постоянный момент сопротивления на валу.

БАУЭН (рисунок 2) настраивают на лабораторном стенде. Лабораторный стенд (рисунок 3) состоит из полезной нагрузки в виде ламп накаливания (500Вт) и воздушных ТЭНов, и балластной нагрузки в виде воздушных и водяных ТЭНов. Также к БАУЭН к балластной нагрузке можно подключить лампы накаливания небольшой мощности для визуальной настройки блока. Генератор представляет из себя трехфазный асинхронный двигатель, который вращает другой аналогичный двигатель, включенный в электрическую сеть. Конденсаторы для возбуждения генератора располагаются в БАУЭН.



Рисунок 2. Блок автоматического управления электрической нагрузкой.(БАУЭН)



Рисунок 3. Лабораторный стенд

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ КОНВЕКТИВНЫХ СУШИЛЬНЫХ УСТАНОВОК В ПРОИЗВОДСТВЕ СИНТЕТИЧЕСКИХ НЕТКАНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Романов А.А. – студент, Мещерякова В.А. – аспирант, Николаев А.М. – к.т.н., доцент  
Алтайский государственный технический университет (г. Барнаул)

В предыдущей статье [1] повышение экономичности конвективных сушильных установок для производства нетканых материалов на основе синтетического волокна осуществлялось рециркуляцией части отработавшего сушильного агента на вход электрокалорифера. Несмотря на уменьшение затрат теплоты на сушку материала на 10 – 11%, удалось достигнуть коэффициента рециркуляции  $K_p$  не более 1,5. Это объяснялось тем, что при низкой температуре сушильного агента (воздуха) 55°C на выходе из сушилки относительная влажность его составила 80% [1]. Дальнейшее увеличение  $K_p > 1,5$  могло бы привести к гомогенной конденсации влаги при смешении рециркулирующего сушильного агента со свежим воздухом на входе в электрокалорифер, что привело бы к эрозионному износу поверхности нагрева и коррозии подводящих воздухопроводов.

Для утилизации теплоты отработавшего сушильного агента помимо частичной рециркуляции все больше внимания уделяется использованию теплонасосных установок (ТНУ) и конденсационных теплоутилизаторов (КТУ). Поэтому задачей данной работы являлось определение оптимальных схем с ТНУ с целью повышения энергетической эффективности с ростом коэффициента рециркуляции  $K_p$  в условиях с относительно высокой начальной температуре сушки синтепона. Известно, что наибольший потенциал применения теплонасосных установок для использования теплоты отработавшего сушильного агента характерен для низкотемпературного режима сушки с начальной температурой порядка 60°C. К таким процессам относится сушка термолабильных материалов [2]. В случае сушки синтепона начальная температура сушильного агента была 145°C [1], что более чем в два раза превышает таковую [2]. Возможен ли в этом случае положительный результат повышения энергоэффективности? На данном этапе развития теплонасосной техники при невысокой температуре конденсации применяемых экологически безопасных рабочих веществ, используемых в парокompрессионных машинах, эффективность их работы невелика и уменьшается с увеличением разности конечной и начальной температур режима сушки (90°C в нашем случае [1]). Это ограничивает применение ТНУ при большой разнице температур источника и потребителя теплоты для сушки материалов, нагрев которых превышает 60-65°C.

Очевидно, что для более высоких начальных температур возможно применение схем конвективных сушильных установок с одновременным использованием частичной, а возможно и полной рециркуляции отработавшего сушильного агента и теплонасосной установки во всех возможных вариантах организации схем. На начальном этапе выбор схем осуществлялся совместным решением уравнений теплового баланса сушильной и теплонасосной установок при различных значениях коэффициента рециркуляции, но при постоянных начальных и конечных значениях температур сушильного агента и влажности высушиваемого материала. В результате выбраны были две практические схемы, приведенные на рисунке 1.

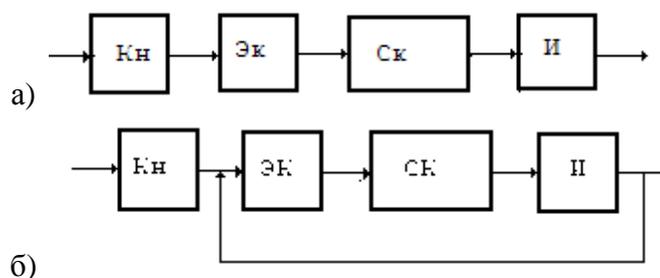


Рисунок 1. Принципиальный вид схем утилизации отработавшего сушильного агента  
 а) Схема с ТНУ; б) Схема с ТНУ и рециркуляцией  
 Кн – конденсатор ТНУ; Эк – электрокалорифер; Ск – сушильная камера;  
 И – испаритель ТНУ.

Расчетным путем установлено, что оптимальным вариантом является вариант «а». Его применение позволит сэкономить до 20% энергии за счет снижения электрической мощности электрокалорифера в холодный период года и до 35% в теплый период. В схеме на рисунке 1 «б» рассматривалась рециркуляция части отработавшего сушильного агента после прохождения через испаритель теплового насоса. В результате, при той же конечной температуре после сушки синтепона 55°C и относительной влажности сушильного агента 80% [1] величина  $K_p$  составила около 4,75. Это потребует установки вентилятора рециркуляции с большей производительностью, соответственно уменьшая таковую для подачи свежего воздуха. Температура сушильного агента на входе в электрокалорифер, при этом, увеличится до 35 - 40°C в холодное время года и до 50 - 60°C в теплое время года. Как не странно, существенной экономии энергии при этом не получилось и она составила величину около 15%. Тем не менее, полученные с использованием простой методики расчетов результаты, неплохо согласуются с полученными ранее. Так, в работе [1] показан график зависимости тепловой мощности электрокалорифера  $N_0$  от величины коэффициента рециркуляции  $K_p$ , из которого видно, что при  $K_p > 1,5$  величина  $N_0$  убывает медленно, асимптотически приближаясь к минимальному значению. Предельное значение  $K_p$ , рассчитанное в [1], показало значение около 4,4 [1], что примерно соответствует величине  $K_p = 4,75$ , полученного в данной работе. В заключение можно сказать, что рассмотренные комбинированные схемы конвективных сушильных установок имеют перспективу.

#### Список литературы

1. Николаев А.М. Повышение экономичности конвективных сушильных установок регенерацией теплоты. Энергетические, экологические и технологические проблемы экономики ( ЭЭТПЭ – 2008 ). Материалы второй Всероссийской научно – практической конференции с международным участием. –Барнаул, 2008, с.169–171.
2. Горяев А.А., Яковлев И.В. Оценка эффективности тепловых насосов в процессах конвективной сушки./ Вестник МЭИ, 2010. - №3, с. 63 – 70.