

МАЛАЯ ВЕТРОЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ УСТАНОВКА

Аджиков Х.Ф. – студент, Перфильева А.А. – студент,

Николаев А.М. – к.т.н., доцент, Бахтина И.А. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Для обеспечения электроэнергией объектов с небольшим электропотреблением (дач, палаточных городков, сельскохозяйственных станков и т.п.) перспективно использование возобновляемых источников энергии. Наиболее приемлемыми являются ветроэнергоустановки. При выборе ветроэнергогенераторов необходимо учитывать несколько факторов: место размещения установки, ее технические характеристики, количество необходимого электричества и так далее.

В данной работе представлена самодельная малая ветроэнергоустановка диаметром колеса 1,6 м. Разработанная установка выполняет функции зарядной станции и работает совместно с аккумулятором 12 В. Ветроколесо имеет шесть лопастей, установленных на шпильках с резьбой М12, которые закручиваются в центральный фланец ветроколеса.

Лопатки лопасти (рисунок 1) изготовлены из алюминиевого листа толщиной 2 мм, шириной 120 мм, длиной 600 мм. Лопасти прокатаны в желобок со смещением оси крутки относительно осевой линии на угол в 10 градусов).

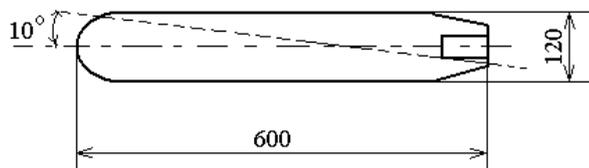


Рисунок 1 – Лопатка ветроэнергоустановки

С торца лопатки лопасти прикреплены к втулкам с резьбой М12 посредством которых закрепляется на шпильку и после балансировки ветроколеса, путем накручивания лопаток ближе к центру ветроколеса или обратно, фиксируется гайками М12.

Редуктор был использован планетарный повышающий 1:12 (желательно 1:15).

Генератором служит электродвигатель на постоянных магнитах с параметрами 300 Вт, 36 В, 1600 об/мин.

Кабель от генератора спускается вниз мачты. Тонкосъемные кольца не использованы, т.к. практика показала, что большой потребности для малых ветроэнергоустановок в них нет.

Узел поворота, выполненный на подшипниках, смещен относительно оси ветроколеса, что обеспечивает уход из под сильного ветра. Хвост ветроколеса (рисунок 2) установлен шарнирно и подпружинен. Благодаря этому, и смещенной оси ветроколеса, разработанная ветроэнергоустановка автоматически уходит из под ветра при увеличении его скорости выше расчетной. Также силу пружины можно регулировать.



Рисунок 2 – Устройство хвоста ветроколеса

Мачта для ветроэнергоустановки выполнена телескопической формы из водопроводных труб близких по диаметру, при этом самая тонкая труба составляет не менее 40 мм внутреннего диаметра.

Управление работой осуществляется с помощью блока управления, который всегда подключен к ветроэнергоустановке, чтобы избежать работы ветроколеса «в разнос». Блок управления выполняет следующие задачи:

1) стабилизирует напряжение зарядки аккумулятора и предотвращает превышение тока зарядки сверх допустимых значений;

2) стабилизирует нагрузку ветроэнергоустановки, при полностью заряженном аккумуляторе и отсутствии внешних потребителей энергии, путем подключения балластной нагрузки, вследствие чего ветроэнергоустановка не уходит «в разнос» без нагрузки;

3) выполняет функцию электротормоза.

Общий вид разработанной ветроэнергоустановки представлен на рисунке 3.

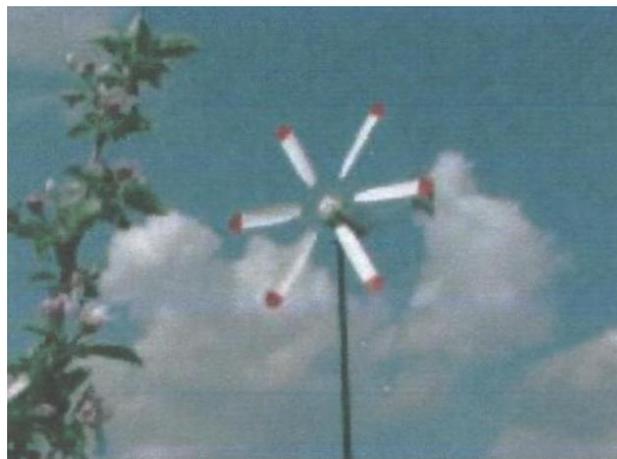


Рисунок 3 – Общий вид ветроэнергоустановки

По результатам испытаний и эксплуатации разработанной ветроэнергоустановки были получены следующие технические характеристики при разных скоростях ветра: обороты ветроколеса 60 – 762 об/мин; реальная мощность 7 – 356 Вт; коэффициент использования ветра 0,35; КПД установки 3,3 – 11,8 %; производительность 5 – 54 кВт·ч в месяц.

ОЦЕНКА СОСТОЯНИЯ ЭНЕРГЕТИКИ АЛТАЙСКОГО КРАЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКОВ ЭНЕРГИИ

Сокольских Е.В. – студент, Чашников Г.А. – студент, Бахтина И.А. – к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Алтайский край является преимущественно сельскохозяйственным регионом и большинство жителей края проживают в сельской местности. Системы электроснабжения Алтайского края являются энергодефицитными, а электроснабжение сельских жителей не соответствует современным требованиям. Среднедушевое потребление электроэнергии в сельской местности Алтайского края составляет 920 кВт·ч в год, что на 13% ниже средних показателей по Российской Федерации. Причем ситуация с каждым годом продолжает ухудшаться, что связано с продолжающимся снижением уровня технического состояния сельских распределительных сетей и падением качества электроснабжения за счет аварийных и ограничительных отключений.

Согласно экспертным оценкам, электроэнергетика сельской местности Алтайского края является наиболее отсталым сектором энергетического хозяйства региона. Среди основных проблем:

- низкий технический уровень устаревшего оборудования;
- высокие затраты на производство и распределение электроэнергии;
- большие потери при транспортировке и преобразовании электроэнергии;
- низкое качество и надежность электроснабжения.

Теплоснабжение сельских жителей является самым отсталым сектором в энергетике края. Основная причина заключается в том, что жилые дома плохо изолированы и утеплены, поскольку создавались в период низких цен на энергию.

Основным видом топлива является привозной уголь, который используется неэффективно. С этим связана высокая себестоимость энергии в регионе.

Основными проблемами, оказывающими негативное влияние на энергетическое хозяйство Алтайского края, эксперты называют следующие:

- местные энергетические компании не имеют средств для поддержания и модернизации оборудования;
- стоимость энергетических ресурсов и производимой энергии возрастает значительно быстрее, чем увеличиваются доходы сельского населения, что способствует сокращению платежеспособного спроса и уменьшает поступление средств от продаваемой энергии;
- практически все здания жилого и промышленного секторов создавались в период заниженных цен на энергоресурсы и электроэнергию, в связи с чем они имеют плохое утепление и требуют большого количества энергии на отопление, которое не удастся обеспечивать в полном объеме при современных ценах на энергоносители;
- сложившаяся схема бюджетного субсидирования энергетического хозяйства не способствует повышению эффективности производства и совершенствованию распределения тепловой и электрической энергии.

В настоящее время, в Алтайском крае, как и в большинстве регионов Российской Федерации, единственным достаточно широко применяемым возобновляемым энергетическим ресурсом являются дрова, служащие для отопления жилых домов в сельской местности в течение продолжительного холодного периода.

Исследование возможностей использования возобновляемых источников энергии (ВИЭ) в Алтайском крае в рамках общесоюзных программ производились еще в советское время. С 1992 г. в Алтайском крае создан Алтайский региональный центр нетрадиционной энергетики и энергосбережения.

Алтайский край обладает достаточно большими ресурсами в области ВИЭ, которые представлены в таблице 1.

Ресурсы	Валовый потенциал, млн. т. у.т./ год	Технический потенциал, млн. т. у.т./ год	Экономический потенциал, млн. т. у.т./ год
Малая гидроэнергетика	5,2	1,7	0,9
Энергетика биомассы	0,8	0,3	0,2
Энергия ветра	1126,0	87,4	0,4
Энергия солнечной радиации	26038,3	26,0	0,2
Низкопотенциальное тепло	529,9	3,4	0,4
Итого	27700,2	118,9	2,1

Для Алтайского края наиболее перспективными направлениями использования ВИЭ являются освоение гидроэнергетического, ветроэнергетического потенциалов и местных видов топлива.

ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ В КАЧЕСТВЕ ГЕНЕРАТОРА МИКРО-ГЭС

Пономарев А.С. – студент, Барченко Н.И. – студент, Бахтина И.А. – к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Одним из перспективных направлений развития возобновляемых источников энергии в Алтайском крае и республике Алтай являются гидроресурсы. Это объясняется следующими особенностями:

- Алтайский край и республика Алтай обладают значительным гидроэнергетическим потенциалом – имеется достаточно много небольших горных рек с требуемым перепадом высот для строительства микро-ГЭС;
- республика Алтай и прилегающие к ней территории Алтайского края являются рекреационными и строительство тепло- и электростанций на углеводородном топливе или больших ГЭС нецелесообразно с экологической точки зрения и невозможно технически;
- многие потребители Алтайского края и республики Алтай удалены от центральных электрических сетей, поэтому их электроснабжение возможно только за счёт автономных энергоустановок.

Как известно, микро-ГЭС содержит такие обязательные элементы, как преобразователь энергии воды в механическую энергию вращательного движения вала электрогенератора, электромашинный генератор, систему стабилизации выходного напряжения и ряд элементов, наличие и конструкция которых зависит от типа и особенностей станции: определенные гидротехнические сооружения, запорная арматура, балластные нагрузки.

Основным направлением в создании современных автоматизированных микро-ГЭС является применение нерегулируемых гидродвигателей и повышение требований к устройствам генерирования электроэнергии и стабилизации ее параметров.

В представленной работе обосновывается выбор в качестве генератора микро-ГЭС асинхронного двигателя.

В настоящее время в республике Алтай существует проблема, связанная с избытком реактивной энергии, генерируемой передающими сетями 110 кВт. Для решения этой проблемы предлагается преобразовывать этот избыток в полезную энергию при помощи асинхронных электрических машин, используемых в качестве генераторов. При этом для создания электромагнитного поля генератор будет потреблять реактивную энергию из сети.

Провода линий электропередачи обладают электрической емкостью, являясь своеобразными конденсаторами. При передаче переменного напряжения между проводами протекает емкостный ток, вектор которого по фазе на 90° опережает напряжение. Возбуждение магнитного потока в магнитопроводах трансформаторов и электродвигателей происходит за счет протекания тока по обмотке. Переменный ток по фазе отстает на 90° от напряжения и называется индуктивным. Энергию, потребляемую на возбуждение магнитного потока, называют реактивной.

Векторы емкостного и индуктивного тока имеют противоположное направление. Принято считать, что емкость проводов линий электропередачи генерирует реактивную энергию, а магнитопроводы трансформаторов и электродвигателей ее потребляют. При протекании тока по проводам, вокруг них создается магнитное поле, на что также требуется реактивная энергия.

Асинхронные электрические машины (генераторы) не имеют устройства возбуждения для намагничивания. Необходимую для этого реактивную энергию они потребляют из сети. Если внешний привод вращает ротор с частотой превышающей частоту сети, то асинхронная машина работает в режиме генератора, производя и выдавая в сеть активную (полезную) энергию с потреблением из сети реактивной энергии. Чем больше разница между частотой вращения ротора и частотой сети (модуль скольжения), тем больше активная мощность, выдаваемая в сеть.

В настоящее время развитие малой гидроэнергетики в основном сдерживается высокой стоимостью оборудования, которая во многом складывается из стоимости технически сложных систем регулирования частоты и активной мощности турбин и систем возбуждения генераторов. Решением проблемы высокой стоимости и технической сложности эксплуатационного обслуживания включенных в распределительные сети микро-ГЭС может быть применение гидроагрегатов без систем регулирования частоты и мощности с асинхронными генераторами без системы возбуждения. В этом случае регулирование мощности микро-ГЭС осуществляется ступенчато – количеством работающих агрегатов. Для возбуждения генераторов из сети потребляется избыток реактивной энергии.

Такое решение позволит снизить объем инвестиций, необходимых для приобретения оборудования и себестоимость электроэнергии за счет уменьшения стоимости оборудования, а также связанных с этим снижением амортизационных отчислений и налога на имущество.

Размещение микро-ГЭС с асинхронными генераторами в Алтайском крае и республике Алтай целесообразно в удаленных (верхних) районах: Красногорском, Кош-Агачском, Улаганском и Усть-Коксинском. Расход малых водотоков в перечисленных районах носит сезонный характер, совпадающий по времени с избытком реактивной мощности.

АНАЛИЗ СТРУКТУР ПОТЕРЬ ВОДЫ В СИСТЕМАХ ВОДОСНАБЖЕНИЯ

Каримжанова Ж.С. – студент, Морозов Р.В. – студент,

Бахтина И.А. – к.т.н., доцент, Христенко М.С. – к.т.н., доцент

Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Проблема повышения энергоэффективности систем водоснабжения и водоотведения всегда была актуальной, а сегодня, в связи с реформой ЖКХ она приобрела государственный статус.

При рассмотрении рациональности и эффективности систем водоснабжения и водоотведения зданий оцениваются следующие категории:

- материалы и технологии строительства (какие инженерные решения приняты при конструкции систем водоснабжения и водоотведения, материалы трубопроводов, оборудование и т.п.);
- энергоэффективность инженерного оборудования зданий (экономичность сантехнического оборудования, конструктивные решения, позволяющие повысить эффективность систем водоснабжения и водоотведения и снизить потери воды и т.п.);
- система водоотведения зданий;
- системы ливневой канализации (сбор ливневых стоков);
- система питьевого водоснабжения (в том числе сниженное потребление питьевой воды).

По статистике 86 % аварий в ЖКХ происходит в системах водоснабжения, отопления, канализации, водостоков. При рассмотрении мероприятий по энергоресурсосбережению необходимо проанализировать потери воды в системах водоснабжения.

Анализ структур потерь воды представлен на рисунке 1.

Как видно, потери воды подразделяются на непроизводительные расходы и сливы.

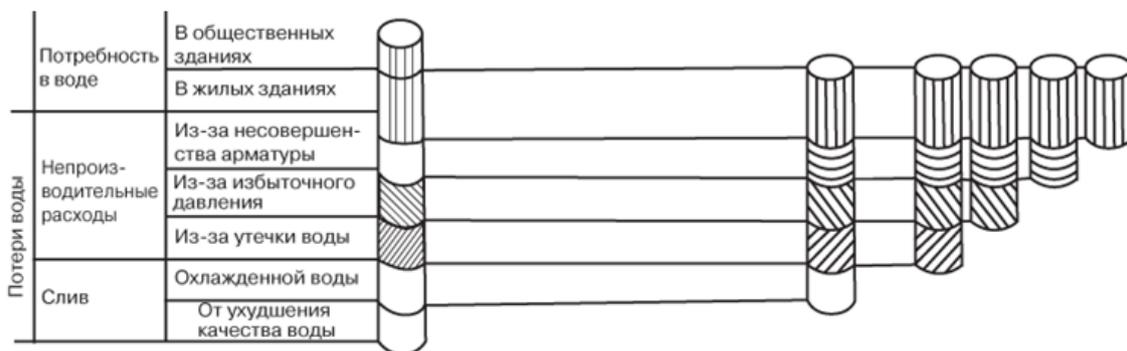


Рисунок 1 – Анализ структуры потерь воды

Потери воды разделяются на утечки и непроизводительные расходы. Непроизводительными расходами (нерациональное водопотребление) называются увеличенные расходы воды в момент водопользования ввиду несовершенства арматуры, а также за счет повышенного давления перед водоразборной арматурой. К непроизводительным расходам относят также утечки воды. Утечкой воды называют проток воды через закрытую водоразборную арматуру (наполнительную и смесительную), независимо от величины расхода воды. К утечкам воды относится также проток воды через свищи в трубопроводах и негерметичные соединения труб в системе. К непроизводительным расходам относится также расточительное использование воды в быту.

К сливам относят сливы охлажденной воды из горячего водопровода ввиду плохой циркуляции и сливы, связанные с ухудшением качества воды при попадании различных загрязнений (продуктов коррозии, отложений, вымываемых из труб и т.п.).

Структура водопотребления и потерь воды в системе водоснабжения 8-ми этажного дома при давлении 0,4 и 0,6 МПа имеет следующий вид (рисунок 2):



Рисунок 2 – Структура водопотребления и потерь в водопроводе

Как видно определяющее значение имеют потери, связанные с избыточным давлением. Кроме того, в настоящее время во многих городах происходит точечная застройка и наряду с домами низкой этажности появляются многоэтажные жилые комплексы. При смешанной застройке скачки давления резко увеличиваются, ясно, что и потери воды в таких районах будут резко возрастать. И, как показывает практика, потери воды возрастают с увеличением срока эксплуатации инженерных систем.

Поэтому многие мероприятия, позволяющие снизить и/или стабилизировать давление во внутреннем водопроводе, позволяют существенно сократить потери воды и повысить эффективность систем водоснабжения и водоотведения.

ГИДРОДИНАМИЧЕСКАЯ НАГРУЗКА НА КРЕПЛЕНИЕ ДНА ЗА ВОДОСБРОСНЫМИ СООРУЖЕНИЯМИ И СПОСОБЫ ЕЕ ИЗУЧЕНИЯ

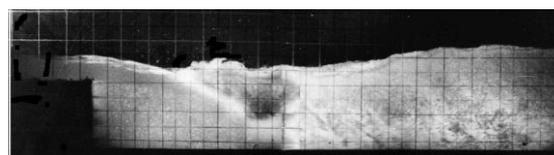
Дурдыев М. – студент, Столков А.С. – студент, Иванов В.М. – д.т.н., профессор
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Явление поверхностного прыжка, создаваемого при сопряжении бьефов путем устройства в конце водосливной части плотины уступа, было открыто советским ученым проф. А.А. Сабанеевым в первой половине 20-х годов и впервые применено на плотине Волховской ГЭС.

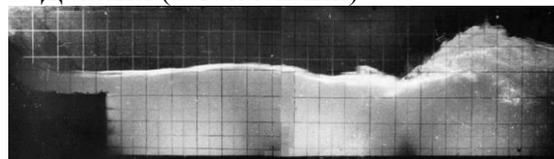
Вопрос об определении типов режимов сопряжения бьефов за водосливной плотиной с уступом и их границ в настоящее время, благодаря работам ряда ученых: Т.Н. Астафичевой М.Н. Беляшевского Л.И. Божича В.И. Букреева О.Ф. Васильева М.А. Данилова А.А. Ивойлова А.А. Исаева Д.И. Кумина С.А. Кузьмина Е.П. Кудрявцева И.И. Леви В.М. Ляхера Л.В. Мошкова М.А. Михалева Н.Л. Преображенского А.Н. Рахманова И.Л. Розовского А.А. Сабанеева, М.Ф. Складнева С.М. Слиского М.С. Фомичева Н.В. Халтурина А.К. Хапаевой А.М. Швайнштейна М.Д. Чертоусова Н.В. Шрагина Г.А. и др., сравнительно хорошо изучен для практических целей. Наиболее полная классификация, отражающая типы режимов сопряжений бьефов, приведена Д.И. Куминым. В зависимости от положения в нижнем бьефе транзитной струи по глубине потока на участке сопряжения режим сопряжения может быть донным или поверхностным. В первом случае транзитная струя с большими скоростями находится у дна, во втором случае - у поверхности. Однако возможны и смешанные варианты. На рисунке 1а,б приведены характерные режимы сопряжения бьефов.

Типы режимов сопряжения бьефов

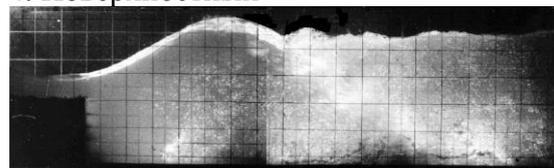
№ п/п	Типы режимов сопряжения бьефов	Название режима
1		Донный (прыжок оттокан)
2		Донный (прыжок в критической форме)
3		Донный (прыжок затоплен)
4		Поверхностный
5		Поверхностно-донный
6		Затопленный поверхностно-донный
7		Поверхностный затопленный
8		Восстановленный донный
9		Поверхностный на сливной грани при затоплении плотины



3. Донный (затопленный)



4. Поверхностный



5. Поверхностный - донный

Рисунок 1а - Типы режимов сопряжения бьефов за водосливной плотиной с уступом

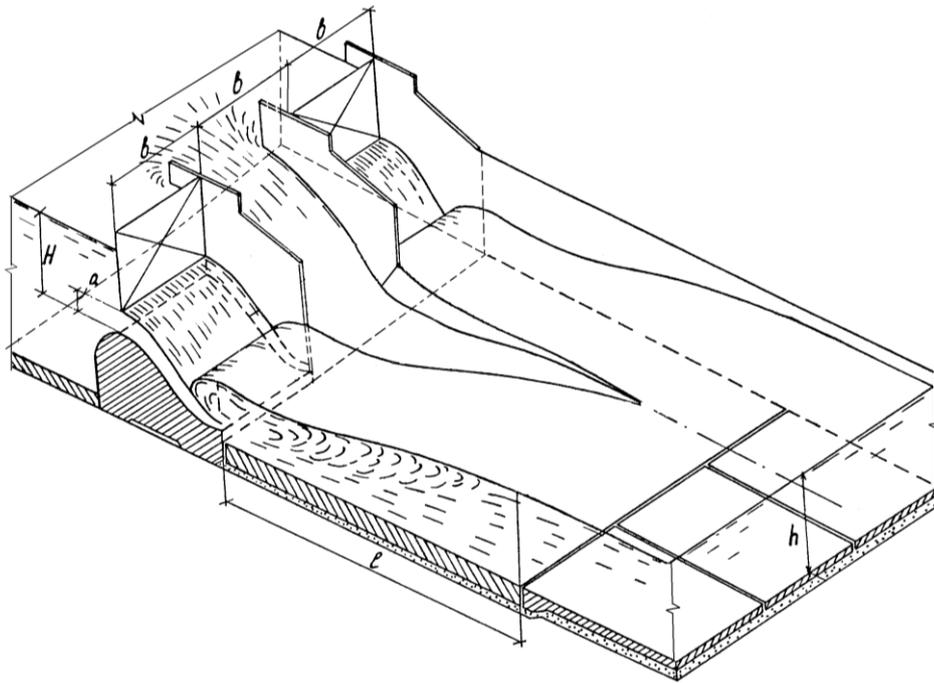


Рисунок 1б - Схема сопряжения бьефов водосливной плотиной с уступом

Они даны в последовательности их возникновения при постепенном повышении уровня нижнего бьефа. Наиболее интересными с точки зрения практики являются поверхностный и поверхностно-донный режим сопряжения бьефов, так как их можно обеспечить при уровнях нижнего бьефа меньших, чем затопленные их варианты, то есть они могут быть применены более широко, а по своему воздействию на крепление нижнего бьефа они менее интенсивны, чем донный режим за водосливной плотиной с уступом и соответствующий ему донный режим за водосливной плотиной с плавным сопряжением водосливной грани с водобоем. Интенсивное гашение энергии при сопряжении бьефов сопровождается значительным силовым воздействием потока на твердую границу, получившим название гидродинамической нагрузки.

В современных условиях существует два способа изучения воздействия потока на элементы сооружений:

- 1) расчет элементов сооружения на основании данных, полученных теоретически и экспериментально, о кинематической структуре потока, пульсационной составляющей гидродинамического давления и др.;
- 2) моделирование напряженного состояния конструкции гидросооружений на гидравлических моделях.

Менее трудоемким является первый способ, на котором остановимся подробнее.

Обычно гидродинамическая нагрузка представляется в виде суммы двух ее составляющих: осредненной во времени и пульсационной. Как осредненная нагрузка, так и пульсационная зависят от целого ряда конструктивных и гидравлических параметров водосбросов, поэтому наиболее надежный способ их получения связан с постановкой лабораторных исследований. Осредненная нагрузка определяется с использованием уравнения Бернулли, интегральной теоремы изменения количества движения или непосредственно по эпюре дефицита давления, которая строится по результатам пьезометрирования нижнего бьефа.

Что же касается пульсационной нагрузки, то ее изучение связано, в основном, с постановкой сложных экспериментов. Существует три способа исследования пульсации гидродинамической нагрузки в лаборатории.

К первому способу можно отнести исследования, в результате которых получают характеристику пульсации равнодействующей нагрузки на значительный по площади элемент крепления или целую плиту, а также пульсации момента равнодействующей относительно

краев плиты. Ко второму способу следует отнести информацию, полученную с помощью датчиков с малой площадью приемной мембраны, условно называемых "точечными", о характеристиках функций распределения вероятностей, многомерных корреляционных функций и спектральных плотностей. К третьему способу относится оценка пульсации давления косвенными методами, например, по состоянию предельного равновесия несвязного грунта.

В виду большей информативности большинство исследователей предпочтение отдает второму способу.

При расчете крепления нижнего бьефа за водосливной плотиной с гладким сопряжением водосливной грани с водобоем осредненная гидродинамическая нагрузка является основной, пульсационная часть гидродинамической нагрузки составляет лишь 10-15% и в расчетах может быть учтена небольшим увеличением толщины и степени армирования водобойной плиты. При поверхностном режиме, возникающем в нижнем бьефе за водосливной плотиной с уступом, значение осредненной гидродинамической нагрузки по данным С.А. Кузьмина незначительно и становится соизмеримо с пульсационной составляющей. В связи с этим с особой необходимостью встает вопрос об определении пульсационной нагрузки для широкого диапазона возможных проектных решений конструкций как самого водосброса, так и крепления нижнего бьефа. В связи со сложностью пульсационных явлений и трудностью их изучения они выделены из общих гидродинамических нагрузок и рассматриваются отдельно. При этом экспериментальный путь исследования является основным.

ДАТЧИКИ ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ НА ВОДОБОЕ ЗА ВОДОСБРОСНЫМИ СООРУЖЕНИЯМИ

Коротенко А.А. – студент, Кочкин А.А. – студент, Иванов В.М. – д.т.н., профессор
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В настоящее время среди исследователей, изучающих пульсацию давления, датчики промышленного изготовления не получали широкого распространения, не претерпев соответствующие изменения, чтобы отвечать всем требованиям, которые будут перечислены ниже, необходимым для регистрации пульсации давления в водных потоках гидросооружений. В связи с этим используемые исследователями датчики в основном индивидуального изготовления небольшими сериями. Этим часто объясняется в определенной степени несовпадение результатов различных исследований, изучающих параллельные вопросы. Тем не менее, благодаря широкому обмену опытом и большому количеству исследований по данному вопросу, сформировались определенные требования к датчику пульсации давления.

Изучая гидродинамические нагрузки на элементы сооружений в лабораторных условиях, пользуются двумя видами датчиков пульсации давления: "точечными" - имеющими малую приемную часть, от нескольких миллиметров до нескольких сантиметров, и "площадочными" - приемная часть которых моделирует целиком элемент сооружения, подвергающегося пульсационной нагрузке, например, водобойную плиту. В настоящий момент более широкое применение нашли датчики первого типа, более простые в изготовлении, более информативные. Их можно использовать не только в любой части модели, но и в натуре.

Требования, предъявляемые к "точечному" датчику, можно сформулировать следующим образом:

1. Малые геометрические размеры приемного устройства. Датчик должен быть значительно меньшего размера тех турбулентных вихрей, для измерения спектра которых он предназначен, иначе их воздействие по площади мембраны будет усреднено. Чем меньше геометрические размеры приемного устройства, тем ближе результаты измерения к истинным.

2. Жесткая мембрана, которая обеспечивает частоту собственных колебаний датчика на порядок выше, чем верхняя частота спектра регистрируемого процесса.

3. Чувствительность датчика должна обеспечивать возможность регистрации всех существенных амплитуд пульсации процесса.

4. Большая помехоустойчивость.

5. Герметичность.

В турбулентном потоке наибольшей энергией обладают крупномасштабные низкочастотные вихри, поэтому, оговаривая первое требование о минимальном размере чувствительного элемента датчика, надо сказать, что нет необходимости регистрировать пульсации давлений, соответствующие малым вихрям. Тем более, что изготовление датчика для регистрации микротурбулентности с малой площадью мембраны связано с большими трудностями. Размеры приемного элемента считаются подобранными правильно, если дальнейшее их уменьшение не ведет к существенным изменениям результатов измерений. Жесткость и чувствительность датчика - две взаимосвязанные величины. Более жесткому датчику соответствует меньшая чувствительность, а следовательно, требуется более мощные усилители сигнала, что ведет к уменьшению помехоустойчивости. Поэтому жесткость датчика, как и размеры его мембраны, определяются экспериментально. Два последних требования обеспечиваются сравнительно легко: помехоустойчивость - путем экранирования, применения специальных кабельных материалов; герметичность - заливкой соединительных швов между мембраной и корпусом специальными сортами эпоксидной смолы.

Приведем описание некоторых датчиков, наиболее распространенных среди экспериментаторов: индуктивных, тензометрических, емкостных, пьезокерамических и фотоэлектрических.

Тензометрические датчики наиболее распространены и используются для измерения пульсации давления как на площадках, так и в отдельных точках.

Преимущество их перед другими в том, что они просты в изготовлении и эксплуатации, помехоустойчивы.

Индуктивные датчики могут быть высокой чувствительности и поэтому широко применимы как при исследованиях на модели, так и в натуре. Основной недостаток - малая помехоустойчивость, требующая экранирования всех кабельных сигналопроводящих линий. Сложны в изготовлении.

Емкостные датчики используют принцип изменения емкости конденсатора за счет прогиба мембраны и изменения диэлектрического зазора.

Фотоэлектрические датчики широко использовались Д.И. Куминым для измерения пульсации внутри потока. Очень сложны в эксплуатации, громоздки.

Пьезокерамические датчики могут изготавливаться очень легко, малых размеров. К сожалению, имеют непостоянные характеристики, тарировка должна быть динамической. Амплитудно-частотные характеристики не линейны, плохо регистрируют низкие частоты. Требуют сложной аппаратуры. Широкого применения не нашли.

Тарировка датчиков пульсации давления проводилась в основном, статическими методами. Динамическая тарировка показывает, что, если собственная частота датчика на порядок выше верхней частоты измеряемого процесса, то отклонение от статической тарировки ничтожно мало.

На основании вышеизложенного в данной работе для исследований был выбран тензометрический тип датчика.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ДАННЫЕ ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ ЗА ВОДОСБРОСНЫМИ СООРУЖЕНИЯМИ И ИХ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ ОБРАБОТКА

Надыров И.Ф. – студент, Павленко М.А. – студент, Иванов В.М. – д.т.н., профессор
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Пульсация давления на границе потока зависит от многих нестационарных причин, что находит свое отражение в том, что реализации (записи) процесса представляется непериодическими, меняющимися функциями времени (рисунок 1).

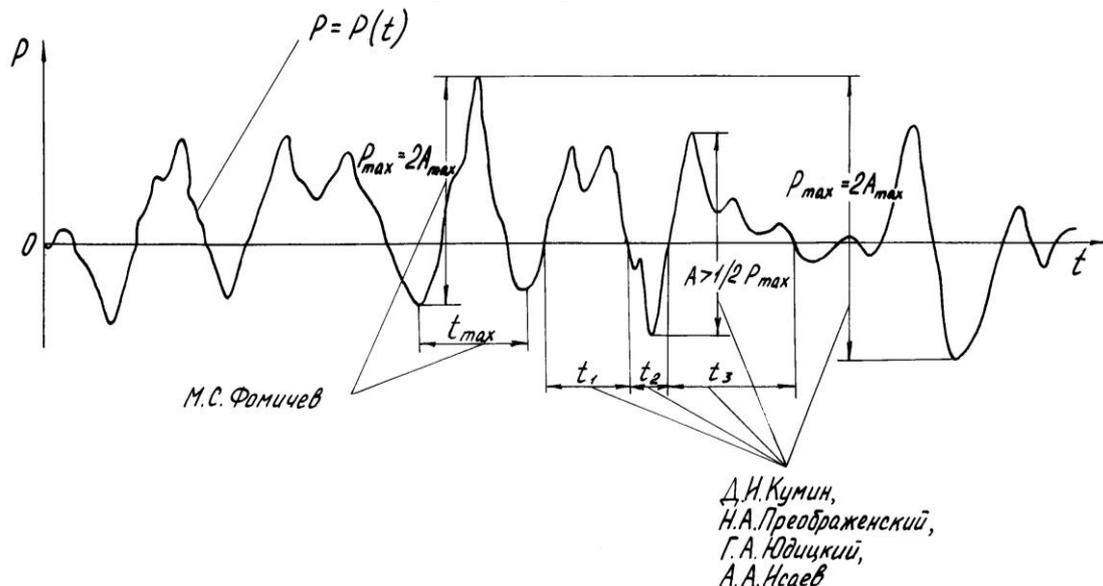


Рисунок 1 - Некоторые способы, применяемые исследователями для оценки пульсации давления

Пульсация давления на элементы гидротехнических сооружений может вызвать усталостное, хрупкое (динамическое) или кавитационное разрушение конструкции, а также вибрацию элементов сооружения, которая может нарушить прочность грунта основания, что приведет к просадке сооружения. В связи с этим, вопрос объективного и легко используемого в практике проектирования гидротехнических сооружений описания процесса пульсации давления вставал перед многими исследователями.

Часть исследователей рассматривают оциллограмму пульсации давления (рисунок 1) как нарушенное гармоническое колебание и по аналогии с гармоническим колебанием принимают амплитуду и частоту за ее характеристики.

Однако на оциллограмме, как правило, во многих случаях колебательный процесс не прослеживается даже примерной устойчивостью периодов или размахов. В связи с этим возникает неопределенность при выборе отдельных колебаний для измерения их амплитуды и периода. Поэтому некоторые исследователи пытаются учитывать все колебания, другие выбирают отдельные, наиболее упорядоченные по форме группы колебаний, после этого производят измерения. Амплитуду измеряют как полный размах между соседними пиками или наибольшими положительными и отрицательными значениями во время измерения, а также как наибольшее отклонение от среднего значения. Частоту определяют, подсчитывая повторяемость среднего давления либо повторяемость колебаний. Измеряемые величины амплитуд исследователи характеризуют средними арифметическими величинами, максимальными и преобладающими (по статистическим распределениям). В отношении характеристики частоты используются следующие способы: при распределении частот используют величины, обратные периодам отдельных колебаний; за среднюю частоту принимают среднюю из таких частот или величину, обратную среднему периоду; за максимальную частоту принимают колебание с минимальным периодом или период колебания с максимальным размахом. Так,

например, Д.И. Кумин, Н.А. Преображенский, Г.А. Юдицкий, А.А. Исаев вычисляют размах пульсации давления как разность между максимальными положительным и отрицательным значениями пульсации давления за весь период наблюдения. Оценка преобладающей частоты колебаний по реализации определяется построением закона распределения частот колебаний, размах которых составляет не менее 1/2 максимального (рисунок 1). М.С. Фомичев находит размах пульсации давления как максимум разности между значениями давления в двух соседних точках с нулевой производной (рисунок 1). Период колебаний находится по расстоянию между соседними минимальными значениями функции.

Процесс, характеризующийся гармоническими колебаниями, легко и однозначно описывается своей амплитудой и частотой. Вышеперечисленные методики дают аналогии, слабо тяготеющие к этим понятиям, и поэтому этих двух величин совершенно недостаточно для понимания и объяснения явлений, протекающих в исследуемом нами процессе. Таким образом, достоинством этих упрощенных методов описания пульсации давления является быстрота и малая трудоемкость; с другой стороны, если для гармонического колебания амплитуда и частота - величины постоянные, то для пульсации давления вышеперечисленные методики не позволяют определить количественные законы. Например, зафиксированные в течение небольшого периода времени величины размаха не устойчивы и могут варьировать в широких пределах, т. е. есть большая вероятность, что при увеличении времени записи процесса (реализации) можно получить большее значение размаха.

Как показал в своей работе В.М. Ляхтер более устойчивыми характеристиками пульсации давления являются:

- 1) стандарт (среднеквадратичное отклонение от среднего)

$$P' = +\sqrt{D}, \quad (1)$$

где дисперсия

$$D = \frac{1}{T} \int_0^T [P(t) - \bar{P}]^2 dt, \quad (2)$$

где \bar{P} - математическое ожидание (среднее значение мгновенного значения $P(t)$ за время T)

$$\bar{P} = \frac{1}{T} \int_0^T P(t) dt; \quad (3)$$

- 2) одномерные дифференциальные и интегральные законы распределения

$$q(P_i) = \frac{t_i}{T}; \quad (4)$$

$$F(P_i) = \sum_{j=0}^i q(P_j), \quad (5)$$

где t_i - время пребывания реализации в i -м классом интервале;

- 3) коэффициенты асимметрии и эксцесса

$$A_s = \frac{1}{(P')^3} \frac{1}{T} \int_0^T [P(t) - \bar{P}]^3 dt; \quad (6)$$

$$E_k = \frac{1}{(P')^4} \frac{1}{T} \int_0^T [P(t) - \bar{P}]^4 dt - 3; \quad (7)$$

- 4) автокорреляционная и нормированная автокорреляционная функции

$$R(\tau) = \frac{1}{T - \tau} \int_0^{T-\tau} [P(t) - \bar{P}] \cdot [P(t + \tau) - \bar{P}] dt; \quad R_n(\tau) = \frac{R(\tau)}{D}; \quad (8)$$

5) взаимнокорреляционные и нормированные взаимнокорреляционные функции (функции связи пульсаций давлений в точках i и j)

$$R_{ij}(\tau) = \frac{1}{T-\tau} \int_0^{T-\tau} [P_i(t) - \bar{P}_i] \cdot [P_j(t+\tau) - \bar{P}_j] dt ; \quad (9)$$

$$R_{ji}(\tau) = \frac{1}{T-\tau} \int_0^{T-\tau} [P_j(t) - \bar{P}_j] \cdot [P_i(t+\tau) - \bar{P}_i] dt ; \quad (10)$$

$$R_{ij_n}(\tau) = \frac{R_{ij}(\tau)}{P'_i \cdot P'_j} ; \quad (11)$$

$$R_{ji_n}(\tau) = \frac{R_{ji}(\tau)}{P'_i \cdot P'_j} ; \quad (12)$$

(при $t=0$ нормированные взаимнокорреляционные функции называются корреляционными коэффициентами $R_{ij}=R_{ji}$); τ - сдвиг во времени;

б) нормированная авто- и взаимноспектральная плотность

$$S_n(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\tau_{\max}} R(\tau) \cos \omega \tau d\tau ; \quad (13)$$

правая ветвь
$$S_{ij_n}(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\tau_{\max}} R_{ij_n}(\tau) \cos \omega \tau d\tau ; \quad (14)$$

левая ветвь
$$S_{ji_n}(\omega) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\tau_{\max}} R_{ji_n}(\tau) \cos \omega \tau d\tau , \quad (15)$$

где
$$0 \leq |\tau| \leq \tau_{\max} < T. \quad (16)$$

Вычисление среднеквадратичных значений пульсации давления, интегральных и дифференциальных законов распределения, корреляционных функций и спектральных плотностей - весьма трудоемкая задача, требующая много времени, однако позволяющая точнее и полнее оценить исследуемый процесс.

Например, в результате выполненной В.М. Лятхером оценки точности определения статистических характеристик процесса найдено, что при одинаковом времени реализации относительная ошибка определения среднеквадратичного значения пульсации давления в 2-4 раза меньше относительной ошибки определения максимального размаха. Перейти же от среднеквадратичного значения к амплитуде или размаху определенной вероятности, имея дифференциальные и интегральные законы распределения, не представляет особой сложности. Спектральная плотность позволяет прямо оценить опасность резонансных колебаний и вибрации конструкций при расчете на динамическую нагрузку.

ПРИЧИНЫ, ВЫЗЫВАЮЩИЕ ПУЛЬСАЦИЮ ДАВЛЕНИЯ ЗА ВОДОСБРОСНЫМИ СООРУЖЕНИЯМИ

Бедарев Д.С. – студент, Татьянакин В.А. – студент, Иванов В.М. – д.т.н., профессор Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

В 1959 г. Д.И. Кумин проводя экспериментальные исследования по выявлению связи между пульсацией скорости и пульсацией давления при сопряжении бьефов, пришел к выводу, что основным источником пульсации давления в нижнем бьефе является повышенная турбулентность потока, проявляющаяся в пульсации скорости течения. Кроме этого, он экспериментально доказал, что предположение о прямой местной связи между пульсациями давления и скорости неверно.

В открытом потоке пульсация давления не может не сопровождаться и пульсацией уровня свободной поверхности, т.е. волнением. Поэтому при изучении пульсации давления

Д.И. Кумин, подчеркивая сложность явления пульсации давления, представляющего собою интерференцию волновых колебаний с турбулентными пульсациями, тем не менее, указывал, что общность происхождения отнюдь не равнозначна общности последующего поведения: волны на свободной поверхности потока, каково бы ни было их происхождение, распространяются и затухают по закону, имеющему мало общего с законом затухания турбулентности. На основании этого Д.И. Кумин предложил отдельно исследовать волновую и турбулентную компоненты пульсации давления, тем самым положив начало классификации причин и источников пульсации давления. При этом оказалось, что по длине потока турбулентная составляющая затухает пропорционально квадрату скорости и уже существенно уменьшается в пределах прыжка, тогда как волновая, зависящая от глубины потока, затухает медленно и сохраняется на значительном удалении от участка сопряжения.

Все причины пульсации давления в какой-то мере взаимосвязаны, а данная классификация до известной меры условная и не единственно возможная.

Структура воздействия некоторых источников пульсации давления на твердую границу потока при поверхностном и донном режимах сопряжения бьефов за водосливной плотиной с уступом достаточно полно описана Н.В. Халтуриной. Автор указывает, что при поверхностном режиме источниками пульсации давления являются вихри, возникающие на границе раздела струи в некотором удалении от срыва струи с водосливногo уступа, волны на поверхности воды, а также колебания транзитной струи в целом.

Далее автор подчеркивает, что явление образования вихрей происходит и при донном режиме. Там свертывается в вихри неустойчивая граница раздела между донной струей и поверхностным вальцом. Но в этом случае вихревые образования проносятся близко от дна и оказывают на него большее воздействие.

Анализ экспериментальных данных и в первом, и во втором случае показал, что наиболее крупные вихри вытянуты поперек потока, причем их ось горизонтальна и перпендикулярна направлению осредненного течения. Размеры этих вихрей по мере удаления от начала прыжка меняются медленно.

Совместная запись пульсаций давления и колебания свободной поверхности в районе прыжка при донном режиме показала, что пульсация давления на дне несинхронна с колебаниями свободной поверхности. Из этого был сделан вывод, что пульсация давления непосредственно за источником турбулентности вызывается в основном только им.

При наличии волн в верхнем бьефе плотины меняется напор на гребне водослива и, как следствие этого явления, происходит изменение расхода, т.е. проскакивание волн в нижний бьеф сооружений.

По данным Н.В. Халтуриной и Н.И. Гинтовт, за водосливной плотиной с уступом при поверхностном режиме сопряжения бьефов и размерах сторон плит водобоя, примерно равных высоте уступа, осредненная пульсационная нагрузка на плиту составляет не более 0,3 пульсации давления в точках, а при волнении в верхнем бьефе может возрасти до 0,7. При этом также было замечено, что более низкочастотная волновая компонента проникает на дно с гораздо меньшим искажением, чем высокочастотная турбулентная. Дисперсия турбулентной компоненты уменьшается примерно в 30 раз, а волновой всего в 10 раз.

При донном режиме сопряжения бьефов, как за водосливной плотиной с уступом, так и с гладким сопряжением водосливной грани с водобоем, влияние волны на пульсацию давления, проскакивающей из верхнего бьефа в нижний, должно быть несколько меньшим и, тем не менее, как указывал Г.А. Юдицкий, исследование этого явления показало, что образующиеся в результате в нижнем бьефе волны могут быть весьма опасны, и их воздействие необходимо учитывать при расчете крепления на устойчивость и прочность. Исследования этого же автора, рассматривавшего суммарные пульсации давления на плиты водобоя и рисбермы начиная от плит- "точек" и до плит, размеры которых составляли по длине потока 0,7 длины гидравлического прыжка, показали, что в области гидравлического прыжка, особенно в первой его половине, где пульсация давления обусловлена, в основном, турбулентностью

потока, имеет место значительное осреднение пульсации по площади.

Автор отмечает, что амплитуда пульсационной нагрузки на плиту водобоя в целом длинной вдоль потока, равной 0,7 длины прыжка, в 6-10 раз меньше, чем амплитуда пульсации давления на плиту- "точку". Осреднение же амплитуды пульсации нагрузки поперек потока значительно меньше. По мере удаления от сжатого сечения, с увеличением роли длинноволновых колебаний поверхностной воды, эффект осреднения пульсации по площади сильно уменьшается.

К существенному уменьшению пульсации давления в нижнем бьефе на плиту водобоя ведет также установка различных гасителей энергии. Величина этого уменьшения зависит от типов применяемых гасителей. Авторы подчеркивают, что происходит одновременно и некоторое увеличение пульсации давления на водобое вблизи гасителей. К тому же гасители на водобое вызывают появление горизонтальной составляющей пульсации давления, которая дает существенную добавку 25 - 30% осредненной по времени горизонтальной нагрузки.

Устройство разгружающих дренажных отверстий в бетонных плитах водобоя, снимающих часть взвешивающего противодействия, приводит к уменьшению толщины крепления в 2-3 раза. Но при устройстве в бетонном креплении дренажных колодцев создаются условия для проникновения пульсации давления под плиты водобоя. В результате теоретических и экспериментальных изысканий было установлено, что пульсация давления, проникающая через дренажные отверстия, распространяется под водобоем с некоторым затуханием и фазовым сдвигом, которые зависят от размеров и состава дренажа под водобоем, спектра частот пульсации давления над плитой, расположения, размеров и заполнителя дренажных колодцев.

Вычисления показали, что пульсационная нагрузка на дренированную плиту может превышать пульсационную нагрузку, действующую на ее верхнюю грань, в 1,05-1,35 раза. Это происходит за счет значительного фазового сдвига при проникновении пульсации давления под плиты через дренажные отверстия, заполненные фильтровым материалом. При этом наблюдается отрицательное значение корреляции пульсации давления над и под плитой. Это означает, что понижение давления над плитой сопровождается повышением давления под плитой.

Амплитуда пульсации под отверстием резко убывает в 6-8 раз, но далее, по мере удаления от дренажного отверстия, амплитуда пульсации давления убывает постепенно, пропорционально некоторой степени расстояния от отверстия, зависящей от свойств основания водобоя.

Колебания, проникающие под плиту через несколько дренажных отверстий, суммируются с учетом взаимной корреляции между отверстиями и с учетом затухания и фазового сдвига пульсации давления под водобоем. При расстоянии между отверстиями дренажей более 15 - 20 их диаметров можно не учитывать влияния соседних отверстий на колебание давления под рассматриваемым отверстием.

Рекомендации для расчета суммарной пульсационной нагрузки на водобойную плиту предусматривают наличие данных о пульсации давления в точках верхней грани плиты, взаимосвязи между этими пульсациями, сведения о свойствах дренажей в колодцах и в основании под плитами в каждом конкретном случае.

Получение такого количества сведений трудоемко, а расчеты по неполным данным ведут к погрешностям. Поэтому лабораторные исследования суммарной пульсационной нагрузки на плиты дренированных креплений были проведены Г.А. Юдицким и продолжены его последователем А.А. Исаевым.

Результаты экспериментов с различными схемами дренирования плит водобоя нашли отражение в "Рекомендациях по определению гидродинамических нагрузок, действующих на плиты водобоев и рисберм" вышедших под редакцией Л.В. Мошкова.

В условиях плоского сбросного потока и сопряжения бьефов гидравлическим прыжком за водосливной плотиной с плавным сопряжением водосливной грани с водобоем дрениро-

вание крепления может вызвать как увеличение, так и уменьшение пульсационной нагрузки на 15-30 % на плиты водобоя и на 10 % на плиты рибсермы.

Приведенный выше анализ современных взглядов различных авторов на причины, вызывающие пульсацию давления и их различное воздействие на крепление в зависимости от режима сопряжения бьефов, размеров плит, дренирования и т.д. позволил ограничить круг вопросов, подлежащих исследованию с целью получения информации, необходимой для проектирования крепления.

КРИТЕРИИ ПОДОБИЯ И УСЛОВИЯ АВТОМОДЕЛЬНОСТИ ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ ЗА ВОДОСБРОСНЫМИ СООРУЖЕНИЯМИ

Борисеевич И.О. – студент, Гольев М.И. – студент, Иванова Т.Ю. – к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Результаты экспериментальных исследований, используемые при проектировании гидротехнических сооружений, требуют пересчета с модели на натуру. В связи с этим перед многими исследователями встал вопрос обоснования принципов моделирования пульсации давления. Для этого рядом авторов выполнены эксперименты на разномасштабных моделях, а также сопоставления данных модельных исследований с результатами натуральных наблюдений.

Как следует из анализа уравнений Навье - Стокса, в подобных гидродинамических явлениях имеет место равенство для природы и для модели каждого из четырех (основных для большинства случаев) чисел:

Фруда	$Fr = V^2/(gL);$
Рейнольдса	$Re = VL/\nu;$
Эйлера	$Eu = \Delta P/(\rho V^2);$
Струхалия	$Sh = L/(V\Delta t) .$

В явлениях типа гидравлического прыжка уже при небольших числах $Re = (3\div 5) \cdot 10^3$ оказывается допустимым несоблюдения критерия Рейнольдса и определяющим критерием является критерий Фруда; критерий Эйлера и Струхалия удовлетворяются при этом автоматически, условия равенства каждого из чисел Eu и Sh для природы и модели используются при пересчете давлений и времени (частоты) соответственно. Основная цель, таким образом, состоит в экспериментальной проверке возможности пренебрежения силами вязкости в нарушение критерия $Re = idem$.

Нижеприведенный анализ по данному вопросу относится к донному режиму сопряжения бьефов за водосливной плотиной с гладким сопряжением водосливной грани с водобоем в связи с тем, что вопрос о моделируемости пульсации давления за водосливными плотинами с уступом не исследовался, но можно ожидать, что эта разница несущественна, так как источники, вызывающие пульсацию давления, имеют общий характер.

Н.А. Преображенский в 1951 году один из первых провел эксперименты по проверке правила моделирования на двух геометрически подобных моделях высотой 0,5 и 0,21 м. Относительные величины амплитуд давлений, полученных в соответствующих условиях при этих плотинах, оказались равными и подчинялись одним и тем же зависимостям.

На основании этого, автор сделал вывод, что моделирование амплитуды пульсационного давления производится по Фруду.

В 1954 году при изучении пульсации давления в точках на стенках напорной галереи в условиях истечения из-под щита на трех моделях, размеры которых относились как 1:1/2:1/3, группой исследователей (Д.И. Куминим, Н.А. Преображенским, Г.А. Юдицким) был сделан существенный практический вывод о возможности проведения экспериментов по изучению пульсации давления на моделях. При этом преобладающая частота исследуемой ими пульсации давления изменялась при переходе от одной модели к другой обратно пропорционально

квадратному корню из соотношения размеров моделей.

В заключении авторы подчеркивают, что вывод об авто моделируемости пульсации можно распространить только на области интенсивного перемешивания в непосредственной близости за очагом возмущения, на послепрыжковом участке пульсация давления находится в более сильной зависимости от числа Рейнольдса.

В вышеперечисленных работах, характеризующих пульсацию давления максимальным размахом за фиксированный экспериментом промежуток времени, при пересчете на натуру не указывалась необходимость учета длительности прохождения реального паводка. С.П. Божич рекомендовал, ввиду значительно большей продолжительности воздействия пульсации давления на водобой в натуре по сравнению с модельными исследованиями и возможности появления редких крупных выбросов, а также в предположении нормального закона распределения пульсации давления, увеличивать при пересчете на натуру размахи пульсации давления, полученные на модели, в $5/3$ раза.

Все вышеупомянутые авторы посвятили свои работы исследованию моделируемости характеристик пульсации давления в лабораторных условиях и пришли к выводу, что пульсация давления, как ее амплитуда, так и частота, хорошо моделируются по законам гидравлического подобия. Однако в этих работах, естественно, не могли быть полностью воспроизведены все факторы, имеющие место в натуре (микротурбулентность, аэрация, жесткость конструкции) и не моделируемые по Фрудру.

В начале шестидесятых годов исследования пульсации давления, выполненные Гидропроектом в натуральных условиях на водосливных плотинах Куйбышевского и Волгоградского гидроузлов создали благоприятную возможность для проверки правильности приложения закона Фруда к пульсационным явлениям путем сопоставления результатов измерений в натуре и на моделях.

Натурные исследования проводились Л.С. Максимовым и Л.А. Гончаровым в широком диапазоне изменения гидравлических режимов, определяющихся условиями эксплуатации. По окончании натурных наблюдений были поставлены опыты в лаборатории, где на полупространственных моделях двух масштабов $1/38$, $1/76$ воспроизводились гидравлические режимы, соответствующие условиям натурных испытаний. В результате сравнения экспериментальных результатов натурных наблюдений и опытов на моделях двух масштабов, исследователи отмечают, что пересчет амплитудно-частотных характеристик пульсации давления с модели на натуру по закону гравитационного подобия дает в некоторых условиях величины, существенно отличные от действительных (150-500%), причем ошибка - в сторону уменьшения пересчитываемых на натуру величин по сравнению с фактическими. Запись натурального датчика представляла собой результат наложения низкочастотной и высокочастотной компонент, в то время как на записях модельных датчиков высокочастотная компонента практически отсутствовала. Среднеквадратичное отклонение, оставаясь подобным в распределении по длине водобоя для натуре и обеих моделей, при пересчете с модели на натуру оказывается в 2-2,5 раза меньше пульсаций давления, наблюдаемых в натуре при аналогичных условиях. Как отмечают авторы, указанное несоответствие результатов модельных и натурных испытаний не может быть объяснено недостаточной точностью измерений (предельная ошибка не превышала 25%) и могло быть вызвано следующими факторами: незамоделированным размером приемной части датчика давления (диаметр лабораторного датчика 8мм, натурального 80мм); различием степени аэрации в натуре и на модели; малыми значениями чисел Рейнольдса на модели; различие могло быть вызвано также и малой собственной частотой лабораторного датчика 200 Гц.

Исследования показали, что при моделировании пульсации необходимо обращать внимание на вибрацию натурной и модельной плит водобоя, жесткость и диаметр приемных площадок датчиков в натуре и на модели.

Натурные измерения проводились в 1959 году при строительном профиле плотины датчиками, диаметр которых был такой же, как и у Л.С. Гончарова.

В лабораторных измерениях принимался датчик с диаметром приемной мембраны 1мм, что в пересчете на натуру составляло приблизительно 40мм.

Авторами была проведена оценка ошибки измерения давления, связанная с различием диаметров и разным характером осреднения давления по площади приемных отверстий датчиков, которая не превышала 5%. При моделировании по Фруду частота датчиков на модели в данном случае должна быть в 5 раз больше частоты датчиков в натуре, если механизм и степень влияния жесткости датчиков на результаты измерений связаны только с гидродинамическими эффектами несжимаемой жидкости. В действительности это было выполнено не совсем точно. С этой точки зрения показания датчиков на модели могли преуменьшить величину пульсаций давлений. Учитывая вышеизложенное, авторы приходят к следующим выводам:

1. вибрация плиты заметно влияет на результаты измерений лишь в области затухания турбулентности, а в области генерации турбулентности компонента давления, связанная с вибрацией плиты, также и волновая компонента относительно очень малы;

2. турбулентная компонента пульсации на модели быстро затухает, и уже в средней части водобоя пульсация давления на дно практически определяется волновыми колебаниями, проникающими с поверхности воды, и вибрацией водобойной плиты;

3. при исключении вибрации плиты амплитудно-частотный спектр пульсации давления на дно в натуре и на модели при моделировании по Фруду практически совпадают.

Функция распределения пульсации давления на участке генерации пульсации существенно отличается от нормального закона, амплитуда редких понижений давления примерно в 2 раза больше амплитуды повышений давления (при одинаковой обеспеченности); функции распределения колебаний поверхности воды и пульсации давления на дно в средней части водобоя близки к нормальному закону; при учете аэрации потока вычисленная частота низших форм колебаний пузырьков воздуха соизмерима с частотой турбулентных пульсаций.

Полученные в этой работе результаты не позволяют количественно оценить роль моделируемых элементов потока в формировании характеристик пульсации давления, но указывают пути дальнейшего исследования этого вопроса.

В 1965 году вышли работы О.Ф. Васильева и В.И. Букреева по моделированию пульсации давления. Исследования проводились в лабораторных условиях на моделях, размеры которых относились друг к другу как 1:2:4. При этом числа Рейнольдса менялись от 3000 до 30000. Применялись датчики тензометрического типа, имеющие диаметр от 5 до 30 мм, с собственной частотой не ниже 250 Гц, с возможностью увеличения за счет натяжения тензоконсоли.

При этом, на моделях различных масштабов, производилось моделирование приемных устройств датчиков, а их жесткость не моделировалась, так как авторы считали, что ее вполне достаточно, чтобы не было преуменьшения результатов измерений.

При выполнении всех этих важнейших условий авторы работы получили результаты, прямо указывающие на то, что низкочастотные пульсации хорошо моделируются по Фруду во всей зоне прыжка.

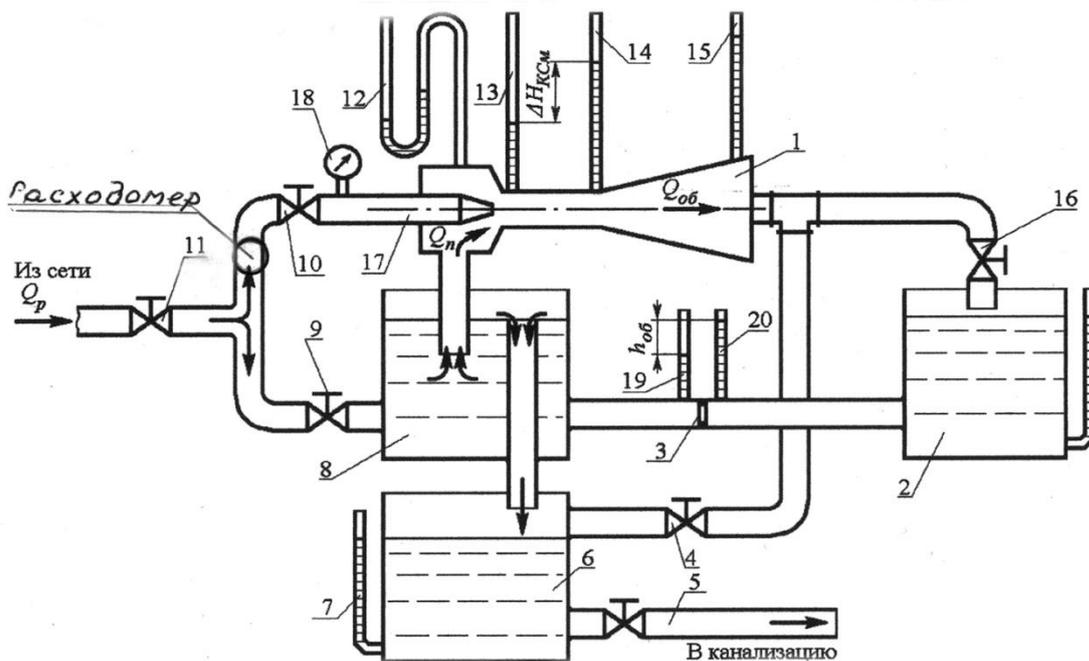
Этот вывод относится не только к моделированию амплитуды пульсации давления, но также и к моделированию корреляционных и спектральных функций.

ОБ УСТОЙЧИВОЙ РАБОТЕ ВОДОСТРУЙНЫХ ЭЖЕКТОРОВ

Белый С.А. – студент, Тарасов А.А. – студент, Юренков В.Н. – к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

Во многих технических устройствах используют водоструйные насосы (элеваторы). В качестве рабочего тела в установках небольшой мощности можно использовать воду из водопроводной сети. Давление воды в сети достигает значительной величины. Необходимый приемлемый уровень давления устанавливается дроссельным вентилем на входе.

В лаборатории кафедры «Теплотехника, гидравлика и водоснабжение, водоотведение» АлтГТУ в учебных целях используется стенд для определения характеристик струйного насоса (рисунок 1) и наблюдения за режимами течения внутри корпуса эжектора.



16 – вентили; 5 – труба сливная с вентилем; 6 – бак сливной; 7 – уровнемер; 8 – бак приемный; 12 – u-образный манометр; 13, 14, 15, 19, 20 – пьезометры; 17 – сопло; 18 – манометр

Рисунок 1 – Схема стенда для снятия характеристик струйного насоса и наблюдения за режимом работы

В результате проведения экспериментов различного типа выяснилось, что прозрачный корпус эжектора, выполненный из плексигласа позволяет наблюдать за тремя режимами работы эжектора.

1. При небольших давлениях воды на входе в сопло, соответствующих условию

$$H = \frac{(P_{\text{вх}} - P_{\text{к.с.м.}})}{\rho g} < \frac{(P_{\text{вх}} - P_{\text{н.п.}})}{\rho g} \approx 14 \text{ м}$$

наблюдается стационарное течение, которое непрозрачно и не пропускает луч от точечного источника света через себя (мутная струя), что характерно для турбулентной формы течения жидкости с числом $Re > 6000$.

Число Рейнольдса подсчитывалось по параметрам жидкости на выходе из камеры смешения. Вязкость принималась $\nu = 1,03 \cdot 10^{-6} \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$.

2. При давлении на входе в сопло, соответствующим условию

$$H = \frac{(P_{\text{вх}} - P_{\text{к.см}})}{\rho g} < \frac{(P_{\text{вх}} - P_{\text{н.п.}})}{\rho g} \approx 14 \text{ м,}$$

появляется светлое пятно в верхней части камеры смешения перед диффузорной частью (кавитационная область), состоящее из небольших прозрачных пятен, которые сносятся вниз по потоку и исчезают в выходном сечении диффуза. Число Рейнольдса на этом режиме $Re > 6000 \div 10000$.

3. При дальнейшем повышении давления на входе в аппарат при достижении давления $P_{\text{вх}} > 250$ кПа в камере смешения водоструйного насоса возникает периодически срывное кавитационное течение. Числа Рейнольдса на этом режиме $Re > 20000$. Через прозрачную стенку корпуса водоструйного насоса можно наблюдать, как оседлая каверна (кавитационный пузырь) растет до определенных размеров, которые определяются очевидно, геометрическими факторами и режимом работы насоса, а затем происходит отрыв всей ее диффузорной части. Процесс повторяется периодически с частотой колебаний по литературным источникам [1] в несколько десятков герц. Нами это фиксировалось по звуку, излучаемому работающим насосом. Прозрачное пятно в конце камеры смешения перед диффузором воспринималось визуально четко с резкой границей, отделяющей его от основного турбулизированного потока более темного цвета.

Частота кавитационных автоколебаний зависит от геометрических параметров струйного насоса. Стенд в лаборатории ТГиВВ АлтГТУ оснащен эжектором с $d_c = 4$ мм, $d_{\text{к.см}} = 10$ мм и длиной камеры смешения $l_{\text{к.см}} = 40$ мм. Этим геометрическим параметрам при нижнем значении давления, при котором начинаются кавитационные колебания, $P_{\text{вх}} \approx 200$ кПа отвечают значения параметра кавитации

$$\tau = \frac{2(P_{\text{вх}} - P_{\text{н.п.}})}{\rho v_{\text{к.см}}^2} \approx 0,6$$

и числа Струхала

$$Sh = f \cdot \frac{d_{\text{к.см}}}{v_{\text{к.см}}} \approx 0,23.$$

Скорость жидкости на выходе из камеры смешения вычислялась по расходу жидкости через камеру, определяемому в ходе снятия характеристики насоса [2].

Излагаемый материал может быть использован в учебном процессе при изучении курса «Механика жидкости и газа», а также имеет самостоятельное значение при изучении явлений, связанных с кавитацией жидкости.

Литература

1. Пилипенко В.В. Кавитационные автоколебания: Ин-т техн. механики. – Киев: Наук. думка, 1989. – 316 с.
2. Юренков В. Н., Клейн Г. О. Струйные насосы и возможности улучшения их характеристик: Вестник алтайской науки, Барнаул : Изд-во АлтГТУ, 2008. – 2(2), с. 127-131.

УДЕЛЬНАЯ ЭНЕРГИЯ РЕЧНОГО СТОКА И ЕЁ ИСПОЛЬЗОВАНИЕ В МИКРО-ГЭС

Петров Д.А. – студент, Вильман С.Э. – студент, Юренков В.Н. – к.т.н., доцент
Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова (г. Барнаул)

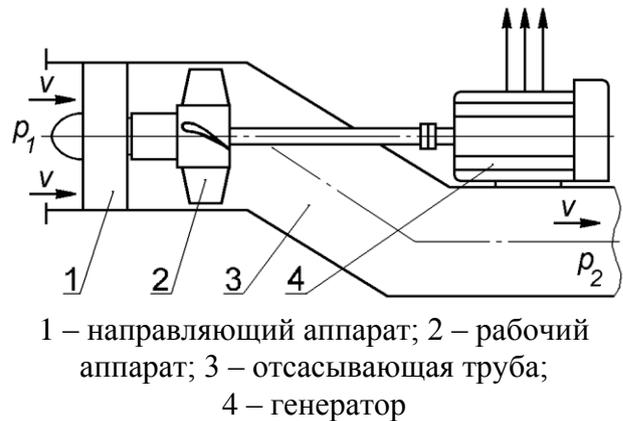
В последнее время появилось много предложений по использованию энергии рек небольшого размера для получения электрической энергии без постройки плотин. Соглашаясь с некоторыми доводами авторов этих предложений, следует сказать, что энергетические возможности рек при условии использования только кинетической энергии (скоростного напора) воды реки в «безплотинных электростанциях» ими завышены. При средней скорости течения воды в реках Алтайского края, оцениваемых в 1,5-2,5 м/с, удельная кинетическая энергия потока $\frac{v^2}{2g}$ составляет примерно 0,2 Дж/Н, а мощность, переносимая потоком через один квадратный метр поперечного сечения русла составляет $N = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H = 2000$ Вт.

Располагая этими данными легко определить мощность потока в идеальном случае любой реки по размерам её русла, но без использования плотин. В действительности она будет меньше из-за более низкой скорости течения у дна и берегов, где имеет место пристенный ламинарный режим течения с параболическим законом распределения скорости.

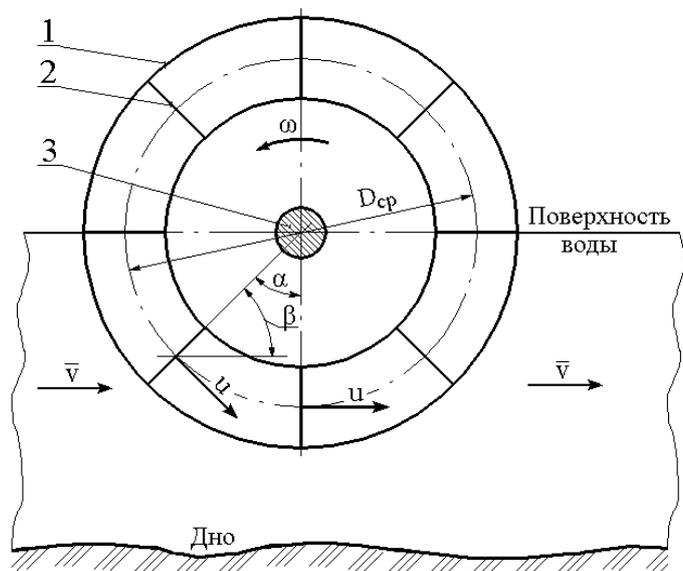
Эта мощность даже для рек такого размера как, Бия в районе Бийска не является значительной. И её использовать в полном объеме невозможно, т.к. для этого необходимо реку перегородить устройствами, преобразующими гидравлическую энергию воды в электрическую, и весь водоток пропустить через эти устройства, а это технически сложно. Реализация этого решения равносильна постройке плотины с проявлением всех негативных последствий, связанных с возведением плотин на реках. Правда высота такой плотины будет небольшой (около $\frac{v^2}{2g} = 0,2$ м), но режим течения реки будет всё же изменён. Практически можно использовать около 30 % энергетического потенциала сечения реки, что составит примерно только около 0,6 кВт с одного квадратного метра сечения.

Мощность потока воды необходимо передать валу электрической машины (генератора). Это можно сделать при помощи гидравлической турбины (рисунок 1), или при помощи водяного колеса (рисунок 2), которое по ошибке тоже иногда называют турбиной, что при современной классификации гидравлических двигателей является неверным [1].

Наиболее целесообразным при использовании кинетической энергии стока реки при возможности организации деривационной системы подвода воды к



1 – направляющий аппарат; 2 – рабочий аппарат; 3 – отсасывающая труба; 4 – генератор
Рисунок 1 – Схема микро-ГЭС с осевой пропеллерной турбиной



1 – обод; 2 – лопасть (пластина); 3 – вал
Рисунок 2 – Схема водяного колеса

турбине с напором 1-2 м является применение осевых пропеллерных турбин с горизонтальным валом [1]. Если деривационный подвод воды к турбине невозможно организовать, то наиболее подходящим устройством для привода электрического генератора может служить водяное колесо, ось которого должна располагаться выше поверхности воды или в предельном случае совпадать с ней (рисунок 2).

При безплотинном использовании водяных колёс форма лопастей колеса требует особого рассмотрения. Будем считать, что это – пластина с известными размерами, размещённая в свободной струе. Нас будет интересовать усилие на этой пластине, помещённой в поток под произвольным углом β к направлению потока.

Как известно, его можно определить, воспользовавшись теоремой об изменении количества движения переносимого потоком, обтекающим пластину в относительном движении. Поток движется со скоростью \bar{v} (скорость воды в реке), пластина движется с окружной скоростью \bar{u} центра тяжести пластины. Проекция этой скорости на направление движения воды в реке $u \cdot \cos \alpha$. Учитывая это для суммарной силы действия потока на все обтекаемые пластины, находящиеся в воде, можно получить следующее выражение [2]

$$R = \rho \cdot S_{nl} \cdot v^2 \cdot \left(1 - \frac{u}{v}\right)^2.$$

В случае учёта потерь энергии, неизбежно возникающих при обтекании пластины эта формула несколько усложняется $R = \rho \cdot S_{nl} \cdot v^2 \cdot \left(1 + \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}\right) \cdot \left(1 - \frac{u}{v}\right)^2$,

где ζ – коэффициент потерь удельной энергии на пластине, отражающий влияние поворота потока пластиной. Он связан с коэффициентом лобового сопротивления c_x и достаточно полно отражён в специальной литературе.

Развиваемая струёй полезная механическая мощность оценивается по усилию на пластине и окружной скорости u

$$N = R \cdot u.$$

Усилие на отдельной пластине (будем называть её лопастью) зависит от угла поворота колеса. Поскольку лопастей на колесе, как правило, не меньше 12, то под R в выше приведённом выражении понимается среднее значение усилия за полный оборот колеса.

С другой стороны мощность потока определяется известной из гидравлики формулой

$$N_{nom} = \rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{v^2}{2g}.$$

Следовательно, КПД процесса преобразования кинетической энергии потока в полезную механическую работу на колесе будет равен $\eta = \frac{R \cdot u}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot \frac{v^2}{2g}}$; $\eta = 2 \left(1 + \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}\right) \cdot \left(1 - \frac{u}{v}\right) \cdot \frac{u}{v}$.

Максимальное значение КПД достигается при $\frac{u}{v} = \frac{1}{2}$ и равно $\eta_{max} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{\sqrt{1+\zeta}}\right)$.

Считая процесс идеальным ($\zeta = 0$), получим для теоретического КПД, характеризующего эффективность преобразования удельной кинетической энергии свободного потока реки в механическую энергию на валу генератора $\eta_{max} = 1$. Но это значение будет иметь место только при окружной скорости $u \approx 1$ м/с, что соответствует частоте вращения $n=10$ об/мин колеса с диаметром $D_{cp}=2$ м.

Частота вращения колеса определяется нагрузкой. Допустим, что нагрузка достаточно хорошо удерживается в необходимом диапазоне регулирующими устройствами. Даже в этом случае КПД водяного колеса из-за потерь на трение и вихревых потерь при обтекании лопастей будет невысоким из-за плохих условий работы лопастей второго ряда. Они обтекаются

поток после прохождения первого ряда лопастей, где поток сильно турбулизуется из-за неудобнообтекаемой формы основного рабочего органа колеса – пластины. Прогнозируемый КПД описанного технического устройства будет не более 0,2.

Проблемы, связанные с подбором соответствующего генератора электрического тока, работающего при низких частотах вращения или создание соответствующего редуктора, повышающего частоту вращения выходного вала, здесь не затрагиваются.

Литература

1. Кривченко Г.И. Гидравлические машины. 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.
2. Юренков В.Н., Иванов В.М. и др. Методика расчёта обтекания лопасти водяного колеса / Вестник АлтГТУ им. И.И. Ползунова №2, 2006. С. 143-150.
3. Где плотины, там кончается жизнь реки. «Наука и жизнь» №5, 2000. С. 139-140.