

ОПЫТ СОЗДАНИЯ МИКРОГЭС ДЛЯ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ ОЧИСТНЫХ СООРУЖЕНИЙ (КОС-1) ГОРОДА БАРНАУЛА НА БАЗЕ ГИДРОТУРБИНЫ С РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ОТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

В.М. ИВАНОВ, Г.О. КЛЕЙН, Т.Ю. РОДИВИЛИНА, Д.А БЫЧКОВ, П.В. ИВАНОВА

Лопастные насосы представляют собой наиболее распространенный класс машин, используемых практически во всех отраслях народного хозяйства. Отрасль насосостроения нашей страны выпускает насосы более 3000 типоразмеров, отличающиеся принципом действия, конструктивным исполнением и назначением. Преобладающее распространение получили лопастные насосы, относящиеся к динамическому классу.

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. Как центробежный, так и осевой насосы состоят из корпуса и вращающегося в нем лопастного колеса.

Область применения лопастных насосов обширна: для водоснабжения, в циркуляционных, питательных, сетевых и других установках электростанций, в мелиорации, теплофикации, в водоотливах, в бумажной, горнодобывающей, металлургической, химической промышленности и т. д. [1].

Вода забирается (засасывается) насосом из нижнего бассейна (НБ) и по напорному трубопроводу подается в верхний бассейн (ВБ). При этом подводимая к насосу механическая энергия двигателя преобразуется в энергию жидкости, что и заставляет ее двигаться вверх по трубопроводу.

Гидравлические турбины предназначаются для установки на гидроэлектрических станциях, где они служат для привода электрических генераторов. Вода из верхнего бьефа (ВБ) по напорному водоводу подводится к турбине и из нее выпускается в нижний бьеф (НБ). В турбине энергия воды преобразуется в механическую энергию вращения вала, от которого приводится во вращение ротор гидрогенератора, преобразующий механическую энергию в электрическую. Электрическая энергия по линиям электропередачи передается в районы потребления, иногда на очень дальние расстояния – до 1000 км и более.

Обратимые гидромашины, или насосотурбины, 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 [2].

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 [3].

При повышении эффективности работы промышленности необходимо решить вопрос об энергосбережении. Необходимо внедрять полезную утилизацию бытовых и производственных отходов, в частности использование технических отработанных и сточных вод в качестве источника электроэнергии.

ОПЫТ СОЗДАНИЯ МИКРОГЭС ДЛЯ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ ОЧИСТНЫХ СООРУЖЕНИЙ (КОС-1) ГОРОДА БАРНАУЛА НА БАЗЕ ГИДРОТУРБИНЫ С РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ОТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

Как показывает практика, самым доступным и достаточно дешёвым способом получения электроэнергии в таких случаях является создание микроГЭС. Для них в качестве турбин могут быть использованы рабочие колёса от лопастных центробежных и осевых насосов. При этом спиральная камера и корпус изготавливаются заново с возможностью размещения в них направляющего аппарата (рисунок 1).

Напор при работе в турбинном режиме обратимой гидромашинки всегда меньше, чем в насосном, так как в первом случае потери в водоводах вычитаются из статического напора, а во втором случае они добавляются к нему. Следовательно, расчетные напоры обоих режимов будут разные.

На рисунке 2 показан фрагмент радиально-осевой гидромашинки, состоящей из решетки направляющих лопаток и лопастей рабочего колеса (кромки 1 и 2) с углами β_1 и β_2 . Поскольку в обратимой гидромашинке поток изменяет направление, то здесь названия кромок «входная» и «выходная» неприемлемы. Условимся обозначать их индексами 1 и 2, причем 1 всегда будет соответствовать входной кромке в турбинном режиме. В оптимальном режиме на кромках 2 должно удовлетворяться условие безударного входа в насосном режиме и близкое к нормальному выходу — в турбинном. Соответствующие треугольники скоростей для равных окружных скоростей и одинаковых расходов показаны на рисунке 2. Здесь даны треугольники скоростей на кромках 1, где в турбинном режиме должно удовлетворяться условие безударного входа, а в насосном — направление выходной скорости должно совпадать с установкой направляющих лопаток (безударный вход на лопатки). Как видно требуемые условия оптимальности в первом приближении удается удовлетворить при изменении направления вращения рабочего колеса и направления течения при сохранении частоты вращения. Определим, каковы будут соотношения напоров для обоих режимов. Для этого запишем уравнение Эйлера для турбинного режима:

$$H_T \eta_T = \frac{1}{g} (u_1 v_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

для насосного режима:

$$H_H = \frac{\eta_H}{g} (u_1 v_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 v_2 \cdot \cos \alpha_2)$$

Здесь η_T и η_H — гидравлические КПД турбинного и насосного режимов. Для принятых условий выражения в скобках равны. С учетом этого находим отношение

$$H_H/H_T = \eta_T/\eta_H.$$

Оно показывает, что при изменении и направления вращения и направления течения жестколопастная гидромашинка обладает свойством обратимости, но напор, развиваемый в насосном режиме, меньше, чем в турбинном (если в среднем принять КПД около 90 %, то $H_H/H_T=0,8$) [2]. Задача выбора рабочего колеса центробежного насоса значительно упрощается если гидромашинка работает только в турбинном режиме (рисунки 7, 8).

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

1 Гидравлический расчет сбросного трубопровода

Прежде чем говорить о возможности установки гидротурбины на сбросном трубопроводе КОС-1 следует выяснить вопрос о режиме движения жидкости в этом трубопроводе.

Целью данного расчета является:

- 1) определение наполнения трубопровода на всех участках;
- 2) нахождение кривой свободной поверхности воды;
- 3) определение места гидравлического прыжка в трубопроводе;
- 4) потерь напора в заперенной части выпуска.

1.1 Определение наполнения сбросного трубопровода КОС-1

Расход в трубопроводе, который работает с неполным сечением, определяется по формуле Шези:

$$Q = w \cdot C \cdot \sqrt{r \cdot i},$$

где w — площадь живого сечения, m^2 ;

C — коэффициент шероховатости трубопровода;

r — гидравлический радиус;

i — уклон трубопровода;

h — глубина потока в трубе;

d — диаметр трубы;

h/d — наполнение трубы.

Площадь живого сечения определяется по следующей методике (рисунок 3):

$$a = 2 \cdot \sqrt{2hr - h^2} - \text{ хорда сегмента;}$$

$l = \sqrt{a^2 + 16h^2}/3$ — длина части окружности сегмента;

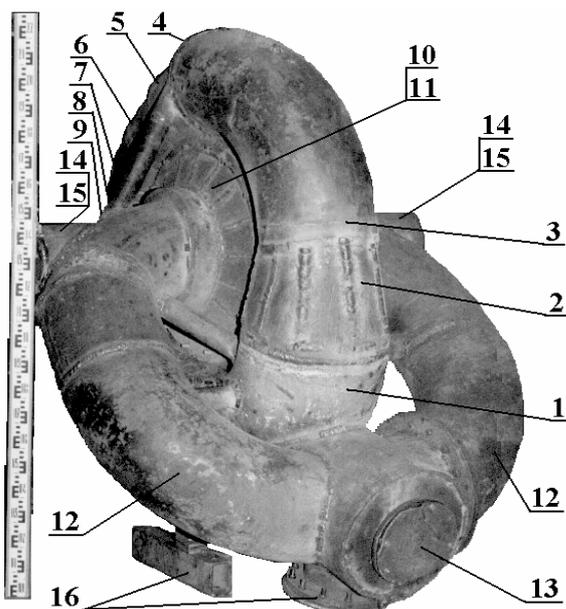


Рисунок 1 – Внешний вид гидротурбины на базе рабочего колеса $\varnothing 825$ мм центробежного насоса Д4000-95 при $n=750$ об/мин: 1...9 - спиральная камера; 1 - входная труба и отвод $90^\circ \varnothing 530$ мм; 2 - конфузор с $\varnothing 530$ мм на $\varnothing 426$ мм; 3 - отвод $90^\circ \varnothing 426$ мм; 4 - конфузор с $\varnothing 426$ мм на $\varnothing 325$ мм; 5, 6 - труба $\varnothing 325$ мм; 7 - конфузор с $\varnothing 325$ мм на $\varnothing 219$ мм; 8, 9 - труба $\varnothing 212$ мм; 10, 11 - крышки рабочего колеса; 12 - отводящие трубы - 2 шт. из четырёх отводов $90^\circ \varnothing 426$ мм; 13 - отводящая труба $\varnothing 530$ мм; 14, 15 - сальниковый и подшипниковый узлы; 16 - опоры.

$S = (\ell \cdot r - a \cdot (r - h)) / 2$ - площадь сегмента.

Эти формулы необходимы для составления программы в среде Excel для расчета потерь напора в самотечном трубопроводе.

Коэффициент шероховатости для водопроводных труб в формуле Шези может быть определен по формуле:

$$C = \sqrt{\frac{8 \cdot g}{\lambda}}$$

где λ может быть определена по формуле Альтшуля:

$$\lambda = 0.11 \cdot \left(\frac{\Delta}{d} + \frac{68}{Re} \right)^{0.25},$$

где $\Delta=1$ мм - эквивалентная шероховатость (трубы, бывшие в эксплуатации);

Re - число Рейнольдса;

$$Q = w \cdot C \cdot \sqrt{R \cdot i}$$

Сразу определить наполнение трубопровода нельзя, так как в формуле получаются два неизвестных. Поэтому эта задача решается следующим способом: строится график зависимости наполнения трубопровода от расхода и уклона, и по нему выбирается искомое значение наполнения.

Сбросной трубопровод имеет характерные участки (рисунок 11). Их три:

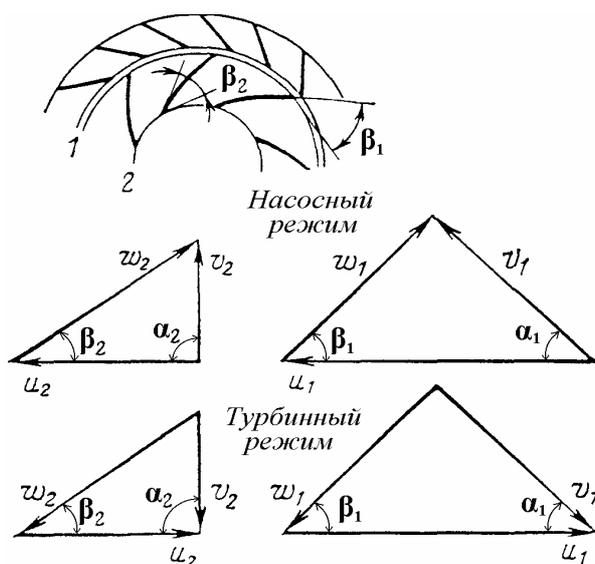


Рисунок 2 – Треугольники скоростей радиально-осевой обратимой гидромашины

ОПЫТ СОЗДАНИЯ МИКРОГЭС ДЛЯ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ ОЧИСТНЫХ СООРУЖЕНИЙ
(КОС-1) ГОРОДА БАРНАУЛА НА БАЗЕ ГИДРОТУРБИНЫ С РАБОЧИМ КОЛЕСОМ
ОТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

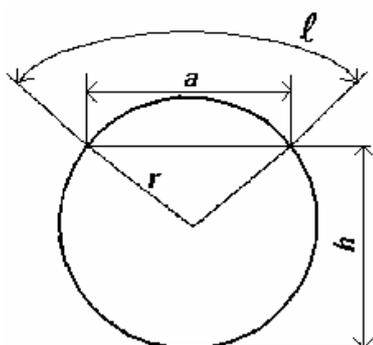


Рисунок 3 – Схема определения площади

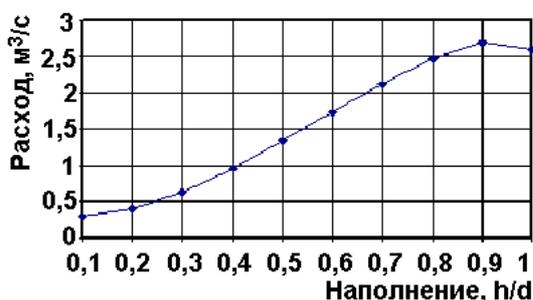


Рисунок 4 – Наполнение трубопровода на уч. 1



Рисунок 5 – Наполнение трубопровода на уч. 2

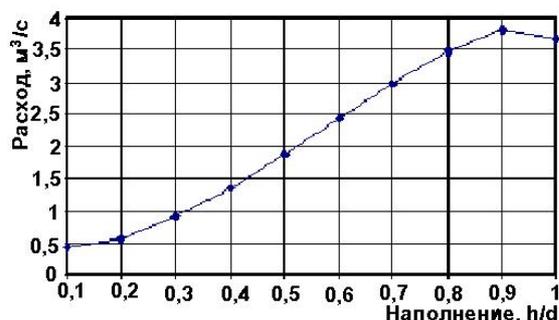


Рисунок 6 – Наполнение трубопровода на уч. 3
первый - от контактного резервуара до бровки склона (длина 175 м, средний уклон 0,085, диаметр 1200 мм). При таких условиях график расхода в зависимости от наполнения будет выглядеть как показано на рисунке 4.

По этому графику определяем, что на первом участке наполнение будет составлять 0,4d;

второй - от бровки склона до подножия (самый крутой участок) (длина 142 м, уклон 0,513, диаметр 1200 мм). При таких условиях график расхода в зависимости от наполнения трубопровода будет выглядеть как показано на рисунке 5. По этому графику определим, что на втором участке наполнение будет составлять 0,05d;

третий - от подножия склона до берега реки Оби (длина 2156 м, диаметр 1200 мм, средний уклон 0,00425). При таких условиях график расхода в зависимости от наполнения трубопровода будет выглядеть как показано на рисунке 6. По этому графику определим, что на третьем участке наполнение будет составлять 0,35d.

Таким образом, трубопровод на всем протяжении работает неполным сечением. Это означает, что энергия сбрасываемого потока воды с КОС-1 в реку Обь никак не используется, а за счет сильной турбулентности превращается в тепло, что крайне не экономично.

При установке гидротурбины и запорной арматуры в сбросном трубопроводе возникнет напорный режим, что позволяет использовать энергию сбрасываемой очищенной воды для выработки гидротурбиной электроэнергии. Поэтому потери в трубопроводе считаем для условия напорного режима.

1.2 Определение потерь напора в сбросном трубопроводе

При подсчете потерь напора в трубопроводе до станции УФ обеззараживания учтем потери по длине и на местных сопротивлениях. Трубопровод до турбины можно разделить на участки, на которых будут следующие сопротивления:

- вход из контактного резервуара в трубу 1200 мм - представляет собой местное сопротивление "внезапное сужение". Для входа в трубу с острой кромкой $\zeta_{\text{вход}} = 0,5$.

- участок до задвижки длиной 165 м - считаем потери по длине по формуле Дарси:

$$h_i = \lambda \frac{\ell v^2}{d 2g} = 0,019 \cdot \frac{165}{1,2} \cdot \frac{v^2}{2g} = 2,613 \frac{v^2}{2g}$$

- задвижка 1200 мм. Для полностью открытой задвижки $\zeta_{\text{вход}} = 0,05$.

- участок от задвижки до подножия склона длиной 142 м.

$$h_i = \lambda \frac{\ell v^2}{d 2g} = 0,019 \cdot \frac{142}{1,2} \cdot \frac{v^2}{2g} = 2,248 \frac{v^2}{2g}$$

- поворот на 21 градус (где $d = 1200$ мм; $r = 600$ мм)

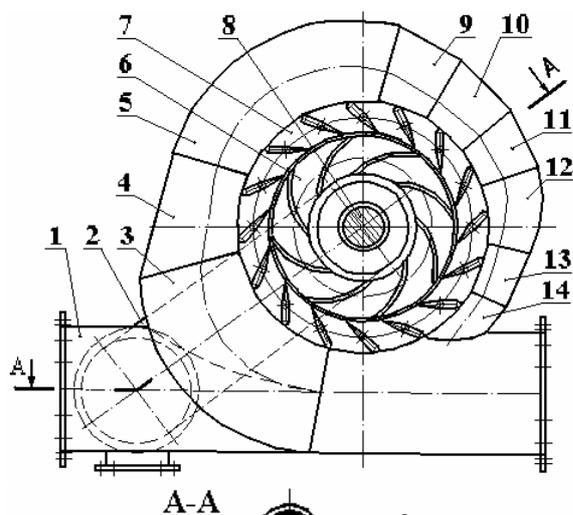


Рисунок 7 – Внешний вид гидротурбины в разрезе: 1 – отводящая труба $\varnothing 530$ мм; 2 – отводящие трубы – 2 шт. из четырёх отводов $90^\circ \varnothing 426$ мм; 3 – входная труба и отвод $90^\circ \varnothing 530$ мм; 4 – конфузор с $\varnothing 530$ мм на $\varnothing 426$ мм; 5 – отвод $90^\circ \varnothing 426$ мм; 6 – рабочее колесо $\varnothing 825$ мм от центробежного насоса Д4000-95; 7 – направляющий аппарат; 8 – вал рабочего колеса; 9 – конфузор с $\varnothing 426$ мм на $\varnothing 325$ мм; 10, 11 – труба $\varnothing 325$ мм; 12 – конфузор с $\varnothing 325$ мм на $\varnothing 219$ мм; 13, 14 – труба $\varnothing 212$ мм.

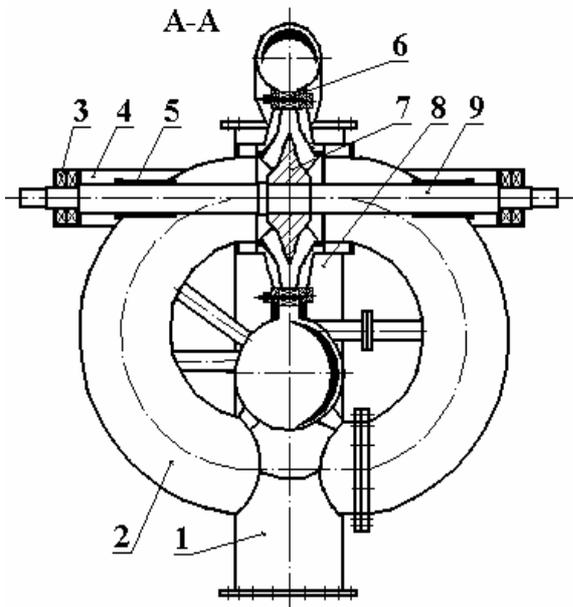


Рисунок 8 – Гидротурбина (сечение А-А): 1 – отводящая труба $\varnothing 530$ мм; 2 – отводящие трубы – 2 шт. из четырёх отводов $90^\circ \varnothing 426$ мм; 3 – подшипниковый узел; 4 – опора вала; 5 – сальниковый узел; 6 – направляющий аппарат; 7 – рабочее колесо $\varnothing 825$ мм от центробежного насоса Д4000-95; 8 – входная труба и отвод $90^\circ \varnothing 530$ мм; 9 – вал рабочего колеса.

$$\zeta_{90} = 0,051 + 0,19 \cdot \frac{d}{R};$$

$$\zeta_{21} = 0,9 \cdot \zeta_{90} \cdot \sin 21^\circ;$$

$$\zeta_{21} = (0,051 + 0,19 \cdot \frac{1200}{600}) \cdot \zeta_{90} \cdot \sin 21^\circ = 0,139$$

$$Q = w \cdot C \cdot \sqrt{R \cdot i}$$

- участок длиной 822 м;

$$h_\ell = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{v^2}{2g} = 0,019 \cdot \frac{822}{1,2} \cdot \frac{v^2}{2g} = 13,015 \frac{v^2}{2g}$$

- поворот на угол 55 градусов:

$$\zeta_{55} = (0,051 + 0,19 \cdot \frac{1200}{600}) \cdot \zeta_{90} \cdot \sin 55^\circ = 0,318$$

- участок длиной 410 м;

$$h_\ell = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{v^2}{2g} = 0,019 \cdot \frac{410}{1,2} \cdot \frac{v^2}{2g} = 6,492 \frac{v^2}{2g}$$

- поворот на угол 25 градусов;

$$\zeta_{25} = (0,051 + 0,19 \cdot \frac{1200}{600}) \cdot \zeta_{90} \cdot \sin 25^\circ = 0,164$$

- участок длиной 410 м;

$$h_\ell = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{v^2}{2g} = 0,019 \cdot \frac{410}{1,2} \cdot \frac{v^2}{2g} = 6,492 \frac{v^2}{2g}$$

- поворот на угол 25 градусов;

$$\zeta_{25} = (0,051 + 0,19 \cdot \frac{1200}{600}) \cdot \zeta_{90} \cdot \sin 25^\circ = 0,164$$

Чтобы найти суммарную характеристику, просуммируем все полученные значения и получим коэффициент сопротивления трубопровода:

$$\zeta_{\text{труба}} = 0,5 + 2,613 + 0,05 + 2,248 + 0,139 + 13,015 + 0,3 + 18 + 6,492 + 0,164 + 0,164 + 6,492 + 0,164 = 32,359$$

Определим потери напора в трубопроводе после станции УФ обеззараживания:

- участок длиной 411 м:

$$h_\ell = \lambda \frac{\ell}{d} \frac{v^2}{2g} = 0,019 \cdot \frac{411}{1,2} \cdot \frac{v^2}{2g} = 6,508 \frac{v^2}{2g}$$

- поворот на угол 90 градусов;

ОПЫТ СОЗДАНИЯ МИКРОГЭС ДЛЯ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ ОЧИСТНЫХ СООРУЖЕНИЙ
(КОС-1) ГОРОДА БАРНАУЛА НА БАЗЕ ГИДРОТУРБИНЫ С РАБОЧИМ КОЛЕСОМ
ОТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

$$\zeta_{90} = 0,051 + 0,19 \cdot \frac{1200}{600} = 0,431$$

- выпуск в Обь длиной 105 м;

$$h_{\ell} = \lambda \frac{\ell v^2}{d 2g} = 0,019 \cdot \frac{105}{1,2} \cdot \frac{v^2}{2g} = 1,663 \frac{v^2}{2g}$$

- рассеивающий выпуск длиной 275 м в реку Обь принимаем $\zeta_{\text{выпуска}} = 3$ (т.к. у клапана с сеткой на всасывающей линии насоса - 2,5).
 $\zeta_{62} = 6,508 + 0,431 + 1,663 + 3 = 11,602$

1.3 Расчет гидравлических потерь напора в турбине

Целью данного расчета является определение потерь напора при движении воды через турбину.

Исходные данные:

2 нитки трубопровода;

диаметр каждой нитки $d = 1200$ мм;

расход идущий с очистных сооружений с учетом коэффициентов неравномерности составляет $Q = 8000 \text{ м}^3/\text{ч} = 2,22 \text{ м}^3/\text{с}$.

Так как гидротурбина будет пропускать расход только с одной нитки, то расчетный расход $Q = 1,11 \text{ м}^3/\text{с}$. Коэффициент эквивалентной шероховатости труб принимаем 1 мм.

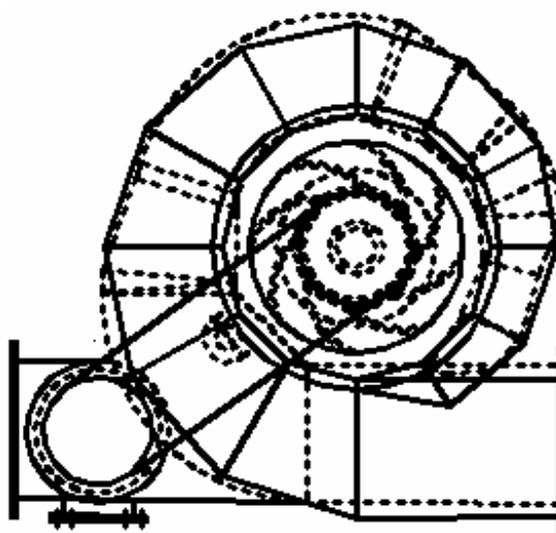
Так как канал гидротурбины в натуре имеет достаточно сложную геометрическую форму, то для расчета потерь напора необходимо сделать следующие допущения:

Улитку турбины делим на 12 участков (смотри рисунок 9). Расход на каждом участке считаем постоянным = 1/12 общего, т.е. на каждом последующем участке расход меньше, чем на предыдущем на 1/12 общего. Диаметр на каждом участке считаем постоянным, равным среднему арифметическому диаметров в начале и конце участка. Длину участка находим как среднее арифметическое верхней и нижней грани. Параллельные пластины входят в улитку на одинаковом расстоянии, равном четверти их ширины. Диаметр меняется от 540 мм до 200 мм плавно.

При расчете потерь напора в улитке учитываем:

1) потери по длине. Считаем, что при движении воды по улитке энергия тратится на трение жидкости о стенки улитки. При расчете берем средний диаметр и длину на участке; потери по длине считаются по формуле:

$$h_{\ell} = \lambda \frac{\ell v^2}{d 2g};$$



----- натурная улитка

————— расчетная улитка

Рисунок 9 – Сравнение расчетной схемы и турбины.

2) потери при повороте. Поворот считаем плавным. Диаметр берем средний. Так как фигура улитки в расчете - 12-угольник, то угол поворота каждого участка равен:

$$\alpha_{\text{пов}} = 180 - \frac{180 \cdot (n - 2)}{n} = 180 - \frac{180 \cdot (12 - 2)}{12} = 30^\circ$$

Коэффициент местного сопротивления для плавного поворота при 90° вычисляется по формуле:

$$\zeta_{90} = 0,051 + 0,19 \cdot \frac{d}{R}$$

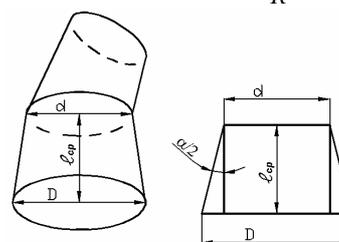


Рисунок 10 – Расчетная схема для конфузора

Так как угол поворота составляет 30° , т.е. меньше 90° , то коэффициент местного сопротивления считаем по формуле:

$$\zeta = 0,9 \cdot \zeta_{90} \cdot \sin 30^\circ;$$

3) потери в конфузоре (рисунок 10). Так как каждый участок улитки представляет собой конический конфузор, то потери в нем считаем по формуле:

$$\zeta_{\text{конф}} = \frac{\lambda}{8 \sin(\alpha/2)} \left(1 - 1 / \left(\frac{D}{d} \right)^2 \right)^2,$$

где d – меньший диаметр;

D – больший диаметр;

$\alpha/2$ – угол поворота стенок.

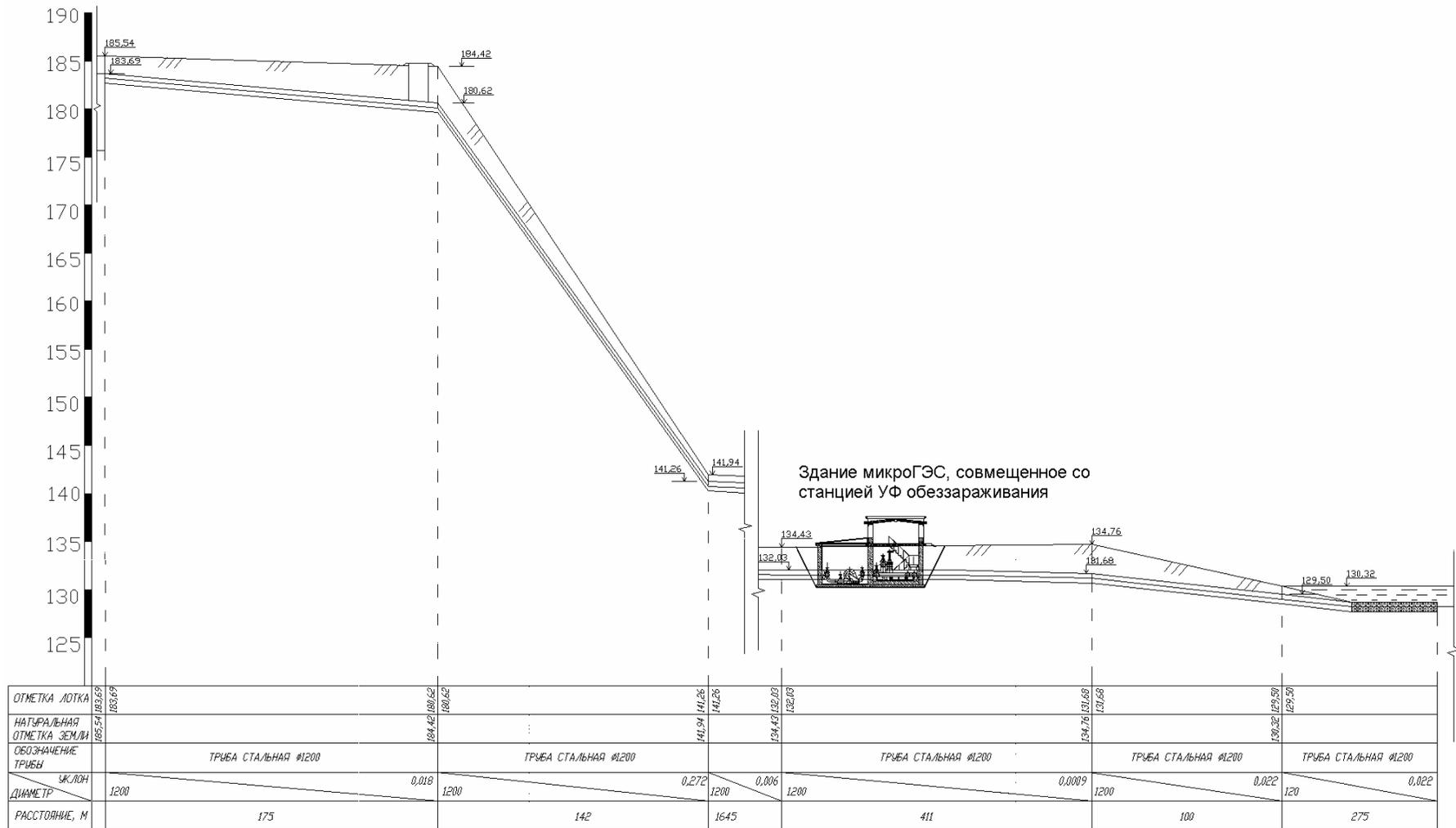


Рисунок 11 – Схема вертикального разреза сбросного коллектора КЭС-1 и здание микроГЭС на нем, совмещенное со станцией УФ обеззараживания

ОПЫТ СОЗДАНИЯ МИКРОГЭС ДЛЯ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ ОЧИСТНЫХ СООРУЖЕНИЙ
(КОС-1) ГОРОДА БАРНАУЛА НА БАЗЕ ГИДРОТУРБИНЫ С РАБОЧИМ КОЛЕСОМ
ОТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

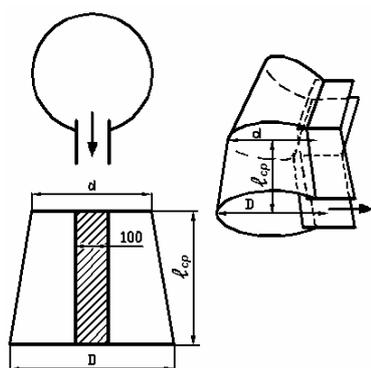


Рисунок 12. Радиальный вход в гидротурбину

4) потери при радиальном входе в турбину (рисунок 12). При радиальном входе в турбину происходит внезапное сжатие потока. Однако чтобы воспользоваться формулами для внезапного сжатия необходимо сечения привести к эквивалентным диаметрам.

Так как в радиальном направлении движется не вся вода, а только та, которая на данном участке "уходит" в гидротурбину, то расход при определении потерь на входе следует брать равным 1/12 общего.

Исходя из рисунка, сопротивления в улитке будут (по порядку):

внезапное расширение (переход из 400 трубы в 500);

потери по длине (участок длиной 0,8 м);
участок 1-12:

а) потери по длине;

б) потери по ширине;

в) потери в конфузоре;

г) потери при радиальном входе;

потери при движении в плоском кольце;

потери при внезапном сужении диаметра с 840 мм (диаметр колеса) до 420 мм (диаметр отводящих колен). Колен 2, поэтому расход следует делить пополам;

потери в отводящих коленах (поворот 180°). Колена 2, расход делим пополам, потери в обоих коленах одинаковы, равны суммарным потерям;

прямой поворот 90 градусов (выход из отводящих колен в трубопровод). Расход берем 1/2 от общего (колен 2). Для прямого поворота коэффициент $\zeta=1,265$ (стальные трубы);

Расчет выполнен в табличном процессоре Excel на основе вышесказанных принципов. Исходные данные взяты с расчетной схемы и представлены в таблице 1.

Таблица 1 - Исходные данные для определения потерь напора в гидротурбине

Участок	Диаметр	Расход	Длина
1	540	1.111111	426.25
2	509.0909	1.018519	416.25
3	478.1818	0.925926	406.25
4	447.2727	0.833333	396.25
5	416.3636	0.740741	386.25
6	385.4545	0.648148	376.25
7	354.5455	0.555556	366.25
8	323.6364	0.462963	361.25
9	292.7273	0.37037	346.25
10	261.8182	0.277778	336.25
11	230.9091	0.185185	326.25
12	200	0.092593	316.25

Результаты расчета представлены в таблице 3. На основе вышеизложенной методики попытаемся вывести коэффициент ζ для улитки. Для этого повторим вышеизложенный расчет для различных расходов и построим график зависимости $h=f(Q)$.

Турбина представляет собой совокупность множества гидравлических сопротивлений, каждое из которых характеризуется собственным коэффициентом гидравлического сопротивления ζ . Все эти сопротивления можно выразить через один коэффициент $\zeta_{\text{турбины}}$. Однако из-за того, что в турбине есть трубы разного диаметра, и параллельные трубопроводы, и другие сложные участки, то получить $\zeta_{\text{турбины}}$ простым суммированием коэффициентов ζ частей турбины не получится. Задачу определения $\zeta_{\text{турбины}}$ будем решать методом подбора.

Подберем коэффициент гидравлического сопротивления гидротурбины $\zeta_{\text{турбины}}$ (таблица 2). Так как график зависимости потерь напора от расхода для любого местного сопротивления это парабола (рисунок 13), то найдем коэффициент для параболы, причем при подсчете скоростного напора $v^2/2g$ диаметр трубопровода будем брать 1200 мм, чтобы получившийся коэффициент можно было складывать с гидравлическим коэффициентом потерь трубопровода, чтобы построить общую характеристику.

На основании вышеуказанных расчетов можно сделать вывод, что расчетной формулой для определения потерь напора в улитке является:

$$h = 76 \cdot \frac{v^2}{2g},$$

где $\zeta_{\text{турбины}} = 76$ - коэффициент гидравлического сопротивления турбины.

1.4 Построение результирующей характеристики сбросного коллектора КОС-1 со станцией УФ обеззараживания

Просуммируем все коэффициенты сопротивлений и получим результирующий:

$$\zeta_{рез} = \zeta_{труб1} + \zeta_{труб2} + \zeta_{турбины} = 32,359 + 11,602 + 76 = 119,961$$

Следовательно, формула для определения потерь напора в трубопроводе будет иметь вид:

$$h_{рез} = 119,961 \cdot \frac{v^2}{2g}$$

График потерь напора приведен на рисунке 14.

На основании проведенных исследований был разработан проект здания микроГЭС, совмещенного со станцией УФ обеззараживания. На рисунке 16 приведен план здания микроГЭС на КОС-1. На рисунках 17, 18 и 19 представлены соответственно разрезы 1-1, 2-2 и 3-3 здания микроГЭС.

2 Техно-экономические расчеты гидротурбины на КОС-1

Обеззараживание на КОС-1 производится при помощи хлора. В данной статье предлагается устройство станции ультрафиолетового (УФ) обеззараживания.

Определим годовые затраты на хлорирование.

$$\text{Расход хлора в час: } V_{mid} = \frac{\alpha \cdot q_{mid}}{1000},$$

где: $\alpha = 3 \text{ г/м}^3$ - доза активного хлора;
 $q_{mid} = 8333,333 \text{ м}^3/\text{час}$ - средний часовой расход сточных вод.

$$V_{mid} = \frac{3 \cdot 8333,333}{1000} = 25 \text{ кг/ч}$$

Расход хлора в год:

$$V_{cl\text{ год}} = \frac{V_{mid} \cdot 24 \cdot 365}{1000} = 219 \text{ т/год}$$

Стоимость 1 т хлора составляет 4500 руб. Так как при введении ультрафиолетового обеззараживания необходимость в хлорировании отпадет, то в год будет экономиться на хлоре: $C_{хлора} = 219 \cdot 4500 = 985500 \text{ руб/год}$

Подсчитаем расходы, приходящиеся на работу сооружений УФ обеззараживания.

Установка фирмы НПО "ЛИТ" производительностью $150 \text{ м}^3/\text{ч}$ стоит 10700 у.е., тогда установка $2000 \text{ м}^3/\text{ч}$ будет стоить примерно в 7 раз дороже (пропорционально производительности). Один у. е. принимаем 30 рублей.

$$C_{уф\text{ установка } u} = 10700 \cdot 7 \cdot 30 = 2247000 \text{ руб}$$

На требуемый расход воды необходимо

четыре установки, следовательно, общие расходы составят:

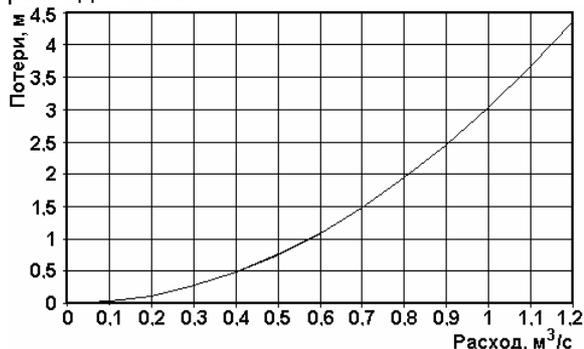


Рисунок 13. График зависимости потерь напора от расхода для гидротурбины

Таблица 2 – Подбор коэффициента гидравлического сопротивления гидротурбины

Расход, м/с	Потери, м	Скоростной напор	Подбор к. сопр.
0	0	0	0
0.1	0.0305	0.000399	0.030314
0.2	0.1217	0.001595	0.121258
0.3	0.2734	0.00359	0.27283
0.4	0.4858	0.006382	0.485032
0.5	0.7587	0.009972	0.757862
0.6	1.0923	0.014359	1.091322
0.7	1.4865	0.019545	1.48541
0.8	1.9412	0.025528	1.940127
0.9	2.4566	0.032309	2.455474
1	3.0325	0.039887	3.031449
1.1	3.6691	0.048264	3.668054
1.2	4.3663	0.057438	4.365287

$$C_{уф} = C_{уф\text{ установка } u} \cdot 4 = 2247000 \cdot 4 = 8988000 \text{ руб}$$

Определим затраты на электроэнергию для установки УФ обеззараживания.

Мощность одной установки УДВ-144 НПО «ЛИТ» - 12,8 кВт. За час работы четыре установки потребляют 51,2 кВт·ч. За год это составит:

$$N_{уф\text{ год}} = 51,2 \text{ кВт} \cdot 24 \cdot 365 = 448512 \text{ кВт} \cdot \text{ч}$$

Стоимость киловатт-часа электроэнергии принимаем равной 1,0375 руб, тогда стоимость потребленной электроэнергии за год составит:

$$C_{уф\text{ год}} = 448512 \cdot 1,0375 = 465331,2 \text{ руб}$$

Определим затраты на обслуживание. Применяемые в установке лампы ДБ-300 необходимо менять через каждые 1,5 года. Количество ламп в установке - 36. Каждая лампа стоит 114 у.е. Затраты на лампы за год составят:

$$C_{обслуж.} = 36 \cdot 4 \cdot 114 / 1,5 = 10944 \text{ у.е./год} = 328320 \text{ руб/год}$$

Затраты на установку гидротурбины: гидротурбина будет поставлена бесплатно,

**ОПЫТ СОЗДАНИЯ МИКРОГЭС ДЛЯ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ ОЧИСТНЫХ СООРУЖЕНИЙ
(КОС-1) ГОРОДА БАРНАУЛА НА БАЗЕ ГИДРОТУРБИНЫ С РАБОЧИМ КОЛЕСОМ
ОТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА**

Таблица 3 - Результаты расчета потерь напора в гидротурбине

	Длина, м	Диаметр, м	Расход, куб.м/с	Убывший расход	Скорость м/с	Центр.ск. м/с	Число рейнольдса	Коефф. шерох.	Потери по длине, м	Гидравл радиус, м
Вход в трубу	-	0,42	1,11	-	8,015945	-	3366697	0,02435	-	-
прямой уч-к	0,8	0,54	1,11	-	4,849152	-	2618542,1	0,022898	0,033924	-
1 участок	0,42625	0,54	1,11	0,0925	4,849152	2,764443	2618542,1	0,022898	0,018075	0,79
2 участок	0,41625	0,509091	1,017408	0,0925	5,000748	2,830856	2545835,2	0,023236	0,018998	0,774545
3 участок	0,40625	0,478182	0,924817	0,0925	5,152285	2,900539	2463729	0,0236	0,02005	0,759091
4 участок	0,39625	0,447273	0,832225	0,0925	5,299395	2,973739	2370274,7	0,023996	0,021258	0,743636
5 участок	0,38625	0,416364	0,739633	0,0925	5,435021	3,050729	2262945,1	0,024427	0,022661	0,728182
6 участок	0,37625	0,385455	0,647042	0,0925	5,547742	3,131811	2138402,3	0,024901	0,024307	0,712727
7 участок	0,36625	0,354545	0,55445	0,0925	5,618869	3,217321	1992144,4	0,025426	0,026266	0,697273
8 участок	0,36125	0,323636	0,461858	0,0925	5,61726	3,261852	1817949,5	0,026013	0,029036	0,681818
9 участок	0,34625	0,292727	0,369267	0,0925	5,489643	3,403159	1606968,1	0,026676	0,031553	0,666364
10 участок	0,33625	0,261818	0,276675	0,0925	5,141628	3,504369	1346171,7	0,027436	0,035236	0,650909
11 участок	0,32625	0,230909	0,184083	0,0925	4,398076	3,611782	1015555,8	0,028327	0,040023	0,635455
12 участок	0,31625	0,2	0,091492	0,0925	2,913747	3,725989	582749,47	0,02942	0,04652	0,62
Вход в трубу	-	0,42	0,555	-	4,007973	-	1683348,5	0,024401	-	-
Колено180	-	0,42	0,555	-	4,007973	-	1683348,5	0,024401	-	0,6
Поворот 90	-	0,42	0,555	-	4,007973	-	1683348,5	0,024401	-	-
Внезапное суж	-	0,42	1,11	-	8,015945	-	3366697	0,02435	-	-

Сумма 0,367906

	Местное сопрот.		Угол а/2, град	Сопрот. конфуз.	Эквив. диам., м	Потери на входе, м	Скоростной напор, м		Потери, м	
	пов.90гр.	пов.30град					Горизонт.	Центр.	общие	рад.вход
Вход в трубу	-	-	-	-	-	0,156074	3,2749938	-	0,511141	-
прямой уч-к	-	-	-	-	-	-	1,198485	-	0,040657	-
1 участок	0,153516	0,069082	2,076092	0,016595	1,048402	0,481804	1,198485	0,389508	0,124346	0,187667
2 участок	0,153108	0,068899	2,1259	0,017352	0,986593	0,479453	1,2745911	0,408448	0,13415	0,195831
3 участок	0,152684	0,068708	2,178155	0,018205	0,924786	0,476614	1,3530092	0,428804	0,144723	0,204374
4 участок	0,152242	0,068509	2,233042	0,019173	0,862981	0,473145	1,4313753	0,45072	0,155935	0,213256
5 участок	0,151782	0,068302	2,290764	0,020281	0,801177	0,468842	1,5055787	0,47436	0,167485	0,2224
6 участок	0,151301	0,068086	2,351547	0,02156	0,739377	0,463415	1,5686769	0,49991	0,178754	0,231666
7 участок	0,1508	0,06786	2,41564	0,023053	0,677579	0,456438	1,6091583	0,527582	0,188558	0,240808
8 участок	0,151668	0,068251	2,449014	0,025164	0,615801	0,447259	1,6082368	0,542287	0,19693	0,242543
9 участок	0,149726	0,067377	2,554902	0,026933	0,553994	0,434834	1,5359927	0,59029	0,193324	0,256678
10 участок	0,149151	0,067118	2,630726	0,029513	0,492208	0,417447	1,3474179	0,625922	0,177679	0,261289
11 участок	0,148548	0,066847	2,711184	0,032727	0,430427	0,392048	0,9858855	0,664881	0,137627	0,260665
12 участок	0,147915	0,066562	16,50861	0,012942	0,201343	0,006649	0,4327178	0,707594	0,054533	0,004705
Вход в трубу	-	-	-	-	-	0,375	0,8187484	-	0,307031	-
Колено180	0,184	0,2576	-	-	-	-	0,8187484	-	0,21091	-
Поворот 90	-	0,6325	-	-	-	-	0,8187484	-	0,517858	-
Внезапное суж	-	-	-	-	-	0,197531	3,2749938	-	0,646912	-

Сумма 1,705699 Сумма 0,263498 Сумма 0,477213

Потери: 4,088551 0,210157

Общие потери в гидротурбине при расходе 4000 куб.м/ч:

4,298708 м

падения;

H - напор в трубопроводе;

Среднесуточный расход сточных вод составляет 200000 м³/сут. Тогда для одного трубопровода в час - $Q=200000/(24\cdot 2)=4167$ м³/ч.

Теоретически напор в трубопроводе равен разности отметок между контактным резервуаром и уровнем воды в Оби:

$$H_m = 183,69 - 130,32 = 53,37 \text{ м}$$

Но на самом деле трубопровод при установке гидротурбины станет работать в напорном режиме. При этом в трубопроводе будут потери.

при условии что 10 % прибыли от вырабатываемой ей электроэнергии будет перечисляться кафедре ТГиВВ АлтГТУ;

Затраты на строительство здания составят по ориентировочным оценкам 6000000 рублей.

Определим прибыль от выработки электроэнергии гидротурбиной. Теоретическая формула мощности:

$$N = \eta \cdot \rho \cdot g \cdot H \cdot Q,$$

где $\eta=0,52$ - КПД для радиально-осевой гидротурбины (рисунок 14);

$\rho=1000$ кг/м³ - плотность воды;

$g=9,81$ м/с² - ускорение свободного

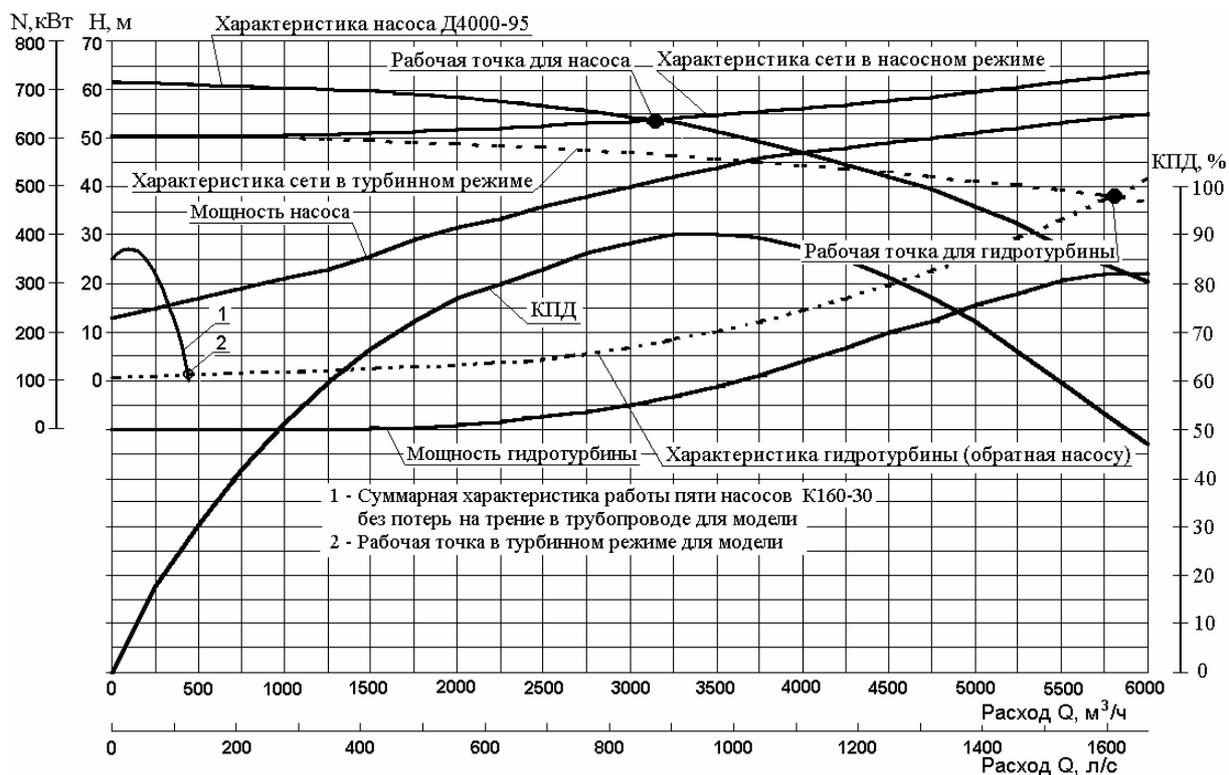


Рисунок 14. График потерь напора в сети для гидротурбины и насоса. Характеристики насоса и гидротурбины. Графики КПД и мощности

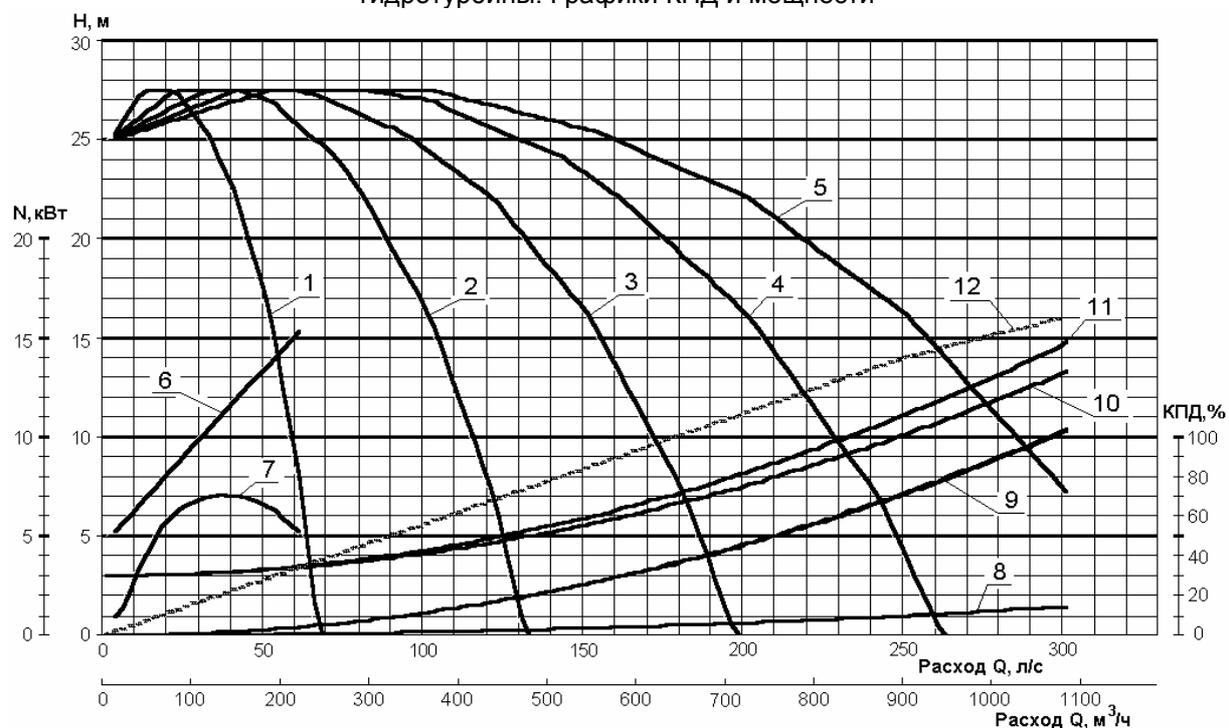


Рисунок 15. Определение рабочих точек трубопровода лаборатории и модели гидротурбины: 1 – Характеристика $H=f(Q)$ одного насоса К160-30; 2,3,4,5 – Суммарные характеристики $H=f(Q)$, соединённых параллельно, двух, трёх, четырёх и пяти насосов К160-30; 6 – Характеристика мощности $N=f(Q)$ одного насоса К160-30; 7 – Характеристика КПД $\eta=f(Q)$ одного насоса К160-30; 8 – Потери напора в улитке модели гидротурбины; 9 – Потери напора в сети без учёта гидростатического напора; 10 – Потери напора в сети без учёта потерь напора в улитке; 11 – Суммарные потери напора в сети лаборатории; 12 КПД насоса Д4000-95

ОПЫТ СОЗДАНИЯ МИКРОГЭС ДЛЯ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ ОЧИСТНЫХ СООРУЖЕНИЙ
(КОС-1) ГОРОДА БАРНАУЛА НА БАЗЕ ГИДРОТУРБИНЫ С РАБОЧИМ КОЛЕСОМ
ОТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

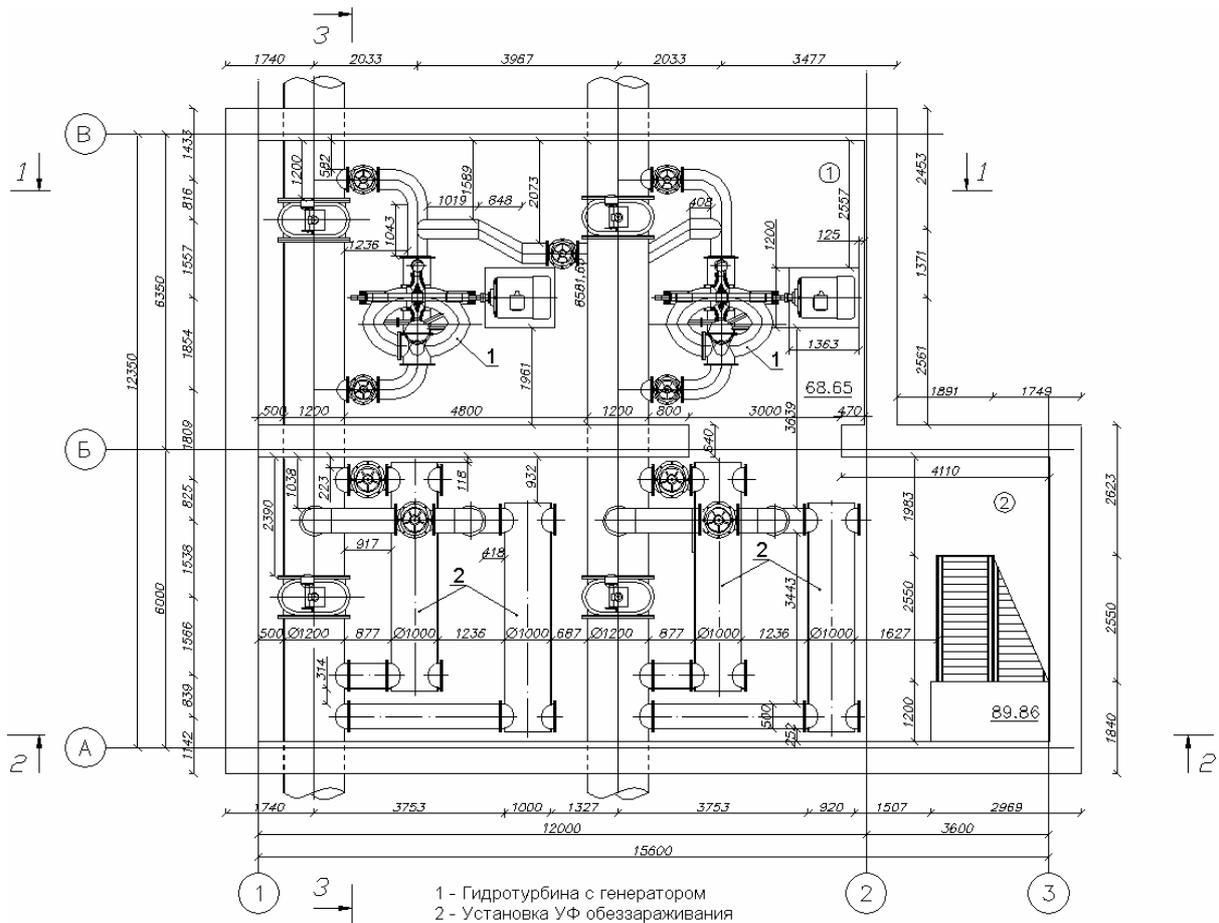


Рисунок 16. План здания микроГЭС, совмещенного со станцией УФ обеззараживания на КОС-1

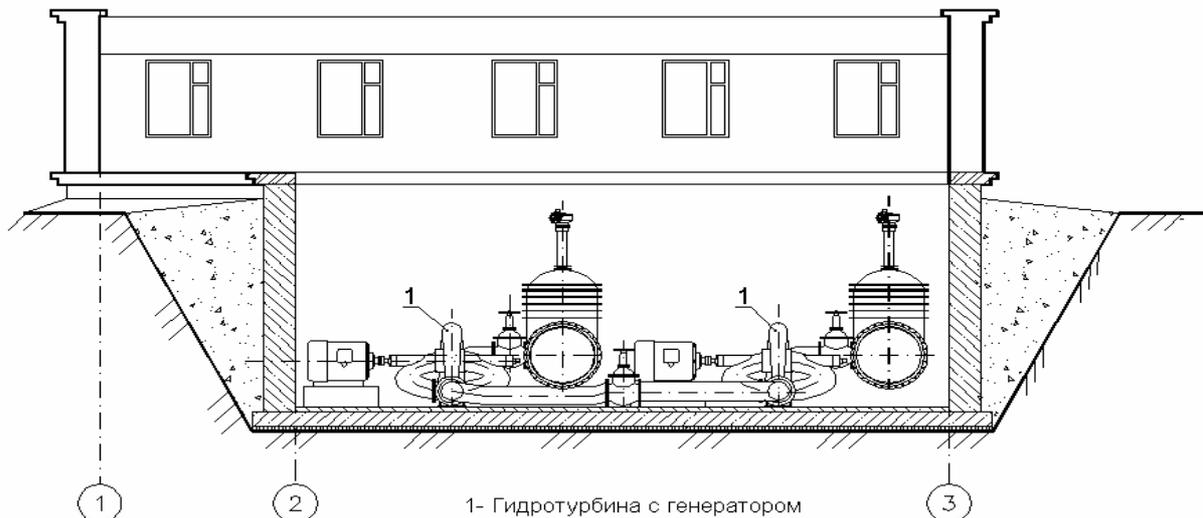


Рисунок 17. Разрез 1 – 1 здания микроГЭС на КОС-1

При расходе $200000 \text{ м}^3/\text{сут}$ потери в трубопроводе составляют $5,9 \text{ м}$ (рисунок. 14).
Поэтому располагаемый напор:

$$H = 53,3 - 5,9 = 44,4 \text{ м}$$

Посчитаем предполагаемую мощность, снимаемую с одной гидротурбины:

$$N = 0,52 \cdot 1000 \cdot 9,81 \cdot 44,4 \cdot 4167 \frac{1}{3600} = 262166 \text{ Вт}$$

1 кВт·ч стоит $1,0375 \text{ руб}$ (столько платит барнаульский водоканал) это составит в деньгах:

$$C_{\text{приб}} = 262,166 \text{ кВт} \cdot 24 \cdot 365 \cdot 1,0375 = 2382696 \text{ руб / год}$$

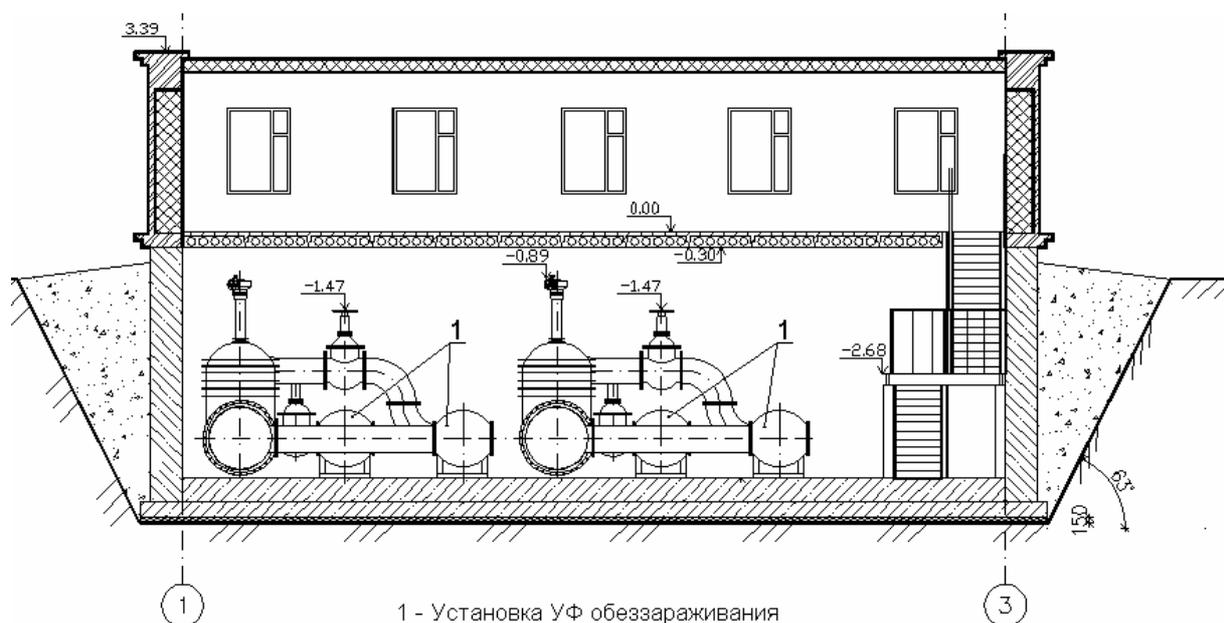


Рисунок 18. Разрез 2 – 2 здания микроГЭС на КОС-1

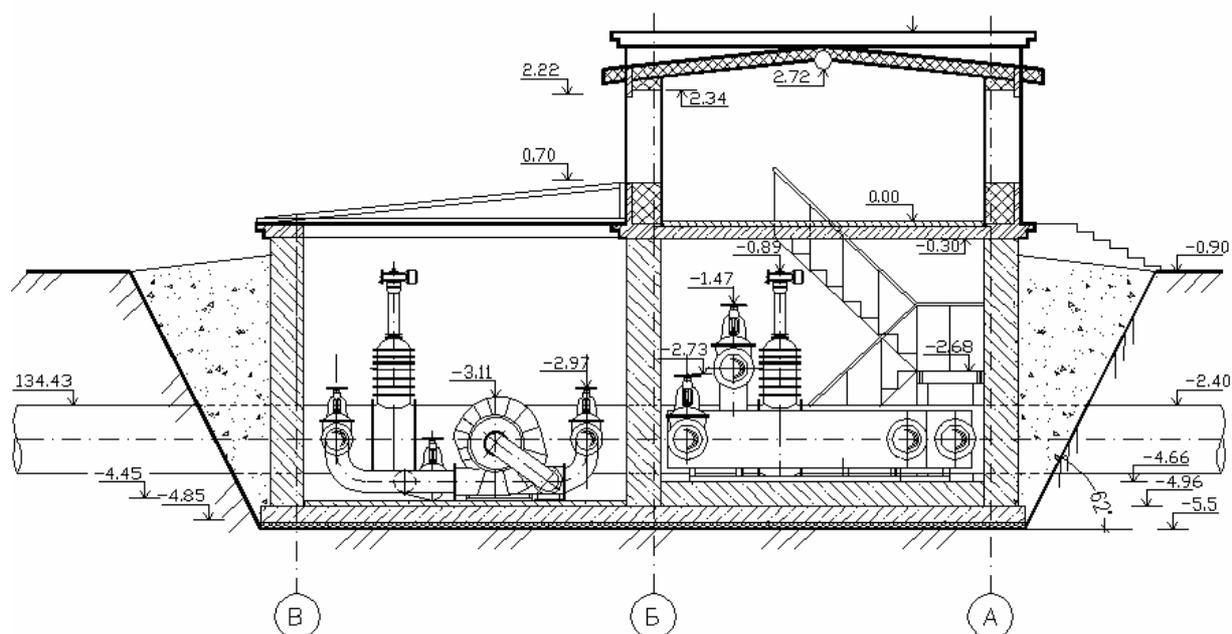


Рисунок 19. Разрез 3 – 3 здания микроГЭС на КОС-1

Зная вышеперечисленные параметры посчитаем прибыль в год при использовании турбин на обоих сбросных трубопроводах:

$$S_{\text{приб}} = C_{\text{хлора}} - C_{\text{УФгод}} - C_{\text{обслуж}} + 2 \cdot C_{\text{приб}} - 2 \cdot C_{\text{приб}10\%} = 985500 - 465331,2 - 328320 + 2 \cdot 2382696 - 2 \cdot 2382696 \cdot 0,1 = 4480701,6 \text{ руб / год}$$

Установка микроГЭС на сбросных водах КОС-1 г. Барнаула является целесообразной с экологической точки зрения (предотвращается отравление воды реки Обь хлором), и с экономической.

3 Выбор физической модели гидротурбины

Для уточнения расчётных характеристик гидротурбины необходимо провести ряд исследовательских работ на физической модели. Выбор модели проводился на основе расчёта её параметров по формулам подобию (таблица 4), а также по формулам приведения (таблица 5). В таблице 4 приведены расчётные формулы для модели и формулы из которых они выведены.

Принятые обозначения: D_H ; D_M - Диаметр рабочего колеса натуре и модели;

Таблица 4 - Выбор физической модели гидротурбины ($D_H=0.825\text{м}$, $H_H=40\text{м}$, $Q_H=1.2\text{м}^3/\text{с}$) и расчёт её параметров по формулам подобия

№ п/п	Варианты моделирования и их заданные величины Формулы подобия	Модель 1 на базе насоса К160-30 (1450 об/мин)	Модель 2 на базе насоса К160-30 (1450 об/мин)	Модель 3 на базе насоса Д4000-95 (730 об/мин)	Модель 4 на базе насоса Д4000-95 (730 об/мин)
		$D_M=0.320\text{м}$; $H_M=10\text{м}$	$D_M=0.320\text{м}$; $H_M=30\text{м}$	$D_M=0.825\text{м}$; $H_M=10\text{м}$	$D_M=0.825\text{м}$; $H_M=2.5\text{м}$
1	2	3	4	5	6
1	<p><u>Частота вращения рабочего колеса модели:</u></p> $n_n = n_m \frac{D_m}{D_n} \sqrt{\frac{H_n}{H_m}};$ $n_m = n_n \frac{D_n}{D_m} \sqrt{\frac{H_m}{H_n}}$	$n_m = 730 \frac{0.825}{0.32} \sqrt{\frac{10}{40}} = 941$ <p>об/мин</p>	$n_m = 730 \frac{0.825}{0.32} \sqrt{\frac{30}{40}} = 1630$ <p>об/мин</p>	$n_m = 730 \frac{0.825}{0.825} \sqrt{\frac{10}{40}} = 365$ <p>об/мин</p>	$n_m = 730 \frac{0.825}{0.825} \sqrt{\frac{2.5}{40}} = 185.5$ <p>об/мин</p> <p>$n_{вд}=182.5*6=1095$ об/мин – двигатель с редуктором 1:6</p>
2	<p><u>Расход воды на модели:</u></p> $Q_n = Q_m \frac{D_n^2}{D_m^2} \sqrt{\frac{H_n}{H_m}};$ $Q_m = Q_n \frac{D_m^2}{D_n^2} \sqrt{\frac{H_m}{H_n}}$	$Q_m = 0.6 \frac{0.32^2}{0.825^2} \sqrt{\frac{10}{40}} = 0.0451$ <p>$\text{м}^3/\text{с}$</p>	$Q_m = 0.6 \frac{0.32^2}{0.825^2} \sqrt{\frac{30}{40}} = 0.0782$ <p>$\text{м}^3/\text{с}$</p>	$Q_m = 1.2 \frac{0.825^2}{0.825^2} \sqrt{\frac{10}{40}} = 0.600$ <p>$\text{м}^3/\text{с}$</p>	$Q_m = 1.2 \frac{0.825^2}{0.825^2} \sqrt{\frac{2.5}{40}} = 0.300$ <p>$\text{м}^3/\text{с}$</p>
3	<p><u>Напор воды на модели:</u></p> $H_m = \frac{H_n Q_m^2 D_n^4}{Q_n^2 D_m^4}$	$H_M=10$ м задано	$H_M=30$ м задано	$H_m = \frac{40 \cdot 0.6^2 \cdot 0.825^4}{1.2^2 \cdot 0.825^4} = 10 \text{ м}$ <p>$N_M=9.81*10*0.6=58.86$ кВт</p>	$H_m = \frac{40 \cdot 0.3^2 \cdot 0.825^4}{1.2^2 \cdot 0.825^4} = 2.5 \text{ м}$ <p>$N_M=9.81*2.5*0.3=7.36$ кВт</p>
4	<p><u>Гидравлическая мощность модели:</u></p> $N_n = \frac{N_m D_m^2 H_n}{D_n^2 H_m} \sqrt{\frac{H_n}{H_m}};$ $N_m = \frac{N_n D_n^2 H_m}{D_m^2 H_n} \sqrt{\frac{H_m}{H_n}}$	Электрическая мощность двигателя насоса $N_{дв}=22$ кВт	Электрическая мощность двигателя насоса $N_{дв}=22$ кВт	<p>При $N_H=700$ кВт:</p> $N_m = \frac{700 \cdot 0.825^2 \cdot 10}{0.825^2 \cdot 40} \sqrt{\frac{10}{40}} = 87.5$ <p>кВт</p> <p>При $N_H=600$ кВт: $N_M=75.0$ кВт</p>	<p>При $N_H=700$ кВт:</p> $N_m = \frac{700 \cdot 0.825^2 \cdot 2.5}{0.825^2 \cdot 40} \sqrt{\frac{2.5}{40}} = 10.9$ <p>кВт</p> <p>При $N_H=600$ кВт: $N_M=9.3$ кВт</p>

Таблица 5 - Выбор физической модели гидротурбины ($D_H=0.825\text{м}$, $H_H=40\text{м}$, $Q_H=1.2\text{м}^3/\text{с}$) по формулам приведения, расчёт её коэффициента быстроходности и коэффициента полезного действия

№ п / п	Натура и варианты моделирования и их заданные формулы / величины приведения при $H=1\text{м}$, $D=1\text{м}$	Модель 1 на базе насоса К160-30 (1450 об/мин)	Модель 2 на базе насоса К160-30 (1450 об/мин)	Модель 3 на базе насоса Д4000-95 (730 об/мин)	Модель 4 на базе насоса Д4000-95 (730 об/мин)	Натура на базе насоса Д4000-95 (730 об/мин)
		$D_M=0.320\text{м}$; $H_M=10\text{м}$	$D_M=0.320\text{м}$; $H_M=30\text{м}$	$D_M=0.825\text{м}$; $H_M=10\text{м}$	$D_M=0.825\text{м}$; $H_M=2.5\text{м}$	$D_H=0.825\text{м}$; $H_H=40\text{м}$
1	2	3	4	5	6	7
1	$n' = n \cdot \frac{D}{\sqrt{H}}$	$n'_M = 1450 \cdot \frac{0.32}{\sqrt{10}} = 146.7$ об/мин	$n'_M = 1450 \cdot \frac{0.32}{\sqrt{30}} = 84.7$ об/мин	$n'_M = 365 \cdot \frac{0.825}{\sqrt{10}} = 95.2$ об/мин	$n'_M = 182.5 \cdot \frac{0.825}{\sqrt{2.5}} = 95.2$ об/мин	$n'_H = 730 \cdot \frac{0.825}{\sqrt{40}} = 95.2$ об/мин
2	$Q' = \frac{Q}{D^2 \sqrt{H}}$	$Q'_M = \frac{0.044 \cdot 2}{0.32^2 \sqrt{10}} = 0.270$ м ³ /с	$Q'_M = \frac{0.044 \cdot 2}{0.32^2 \sqrt{30}} = 0.160$ м ³ /с	$Q'_M = \frac{0.6}{0.825^2 \sqrt{10}} = 0.280$ м ³ /с	$Q'_M = \frac{0.3}{0.825^2 \sqrt{2.5}} = 0.280$ м ³ /с	$Q'_H = \frac{1.2}{0.825^2 \sqrt{40}} = 0.280$ м ³ /с
3	$N' = \frac{N}{D^2 H \sqrt{H}}$	$N'_M = \frac{22 \cdot 2}{0.32^2 \cdot 10 \sqrt{10}} = 13.6$ кВт	$N'_M = \frac{22 \cdot 2}{0.32^2 \cdot 30 \sqrt{30}} = 2.6$ кВт	$N'_M = \frac{58.86}{0.825^2 \cdot 10 \sqrt{10}} = 2.7$ кВт	$N'_M = \frac{7.36}{0.825^2 \cdot 2.5 \sqrt{2.5}} = 2.7$ кВт	$N'_H = \frac{500}{0.825^2 \cdot 40 \sqrt{40}} = 2.9$ кВт
4	<u>Коэффициент быстроходности</u> – частота вращения турбины, развиваемой мощность 0.736 кВт при напоре 1м $n_s = \frac{1.17 \cdot n \sqrt{N}}{H \cdot \sqrt[4]{H}}$	$n_{sM} = \frac{1.17 \cdot 1450 \sqrt{22 \cdot 2}}{10 \cdot \sqrt[4]{10}} = 632.8$ об/мин	$n_{sM} = \frac{1.17 \cdot 1450 \sqrt{22 \cdot 2}}{30 \cdot \sqrt[4]{30}} = 160.3$ об/мин	$n_{sM} = \frac{1.17 \cdot 365 \sqrt{58.86}}{10 \cdot \sqrt[4]{10}} = 184.2$ об/мин	$n_{sM} = \frac{1.17 \cdot 182.5 \sqrt{7.36}}{2.5 \cdot \sqrt[4]{2.5}} = 184.3$ об/мин	$n_{sH} = \frac{1.17 \cdot 730 \sqrt{500}}{40 \cdot \sqrt[4]{40}} = 189.9$ об/мин
5	<u>Коэффициент полезного действия</u> [6, с. 26] Для моделей 1 и 2: $\eta_M = 1 - (1 - \eta_n) \sqrt[5]{D_n / D_M}$ Для моделей 3 и 4: $\eta_M = 1 - (1 - \eta_n) \sqrt[5]{Re_n / Re_M}$	$\eta_M = 1 - (1 - 0.5) \cdot \sqrt[5]{0.825 / 0.32} = 0.40$	$\eta_M = 1 - (1 - 0.5) \cdot \sqrt[5]{0.825 / 0.32} = 0.40$	$\eta_M = 1 - (1 - 0.5) \cdot \sqrt[5]{30500 / 15000} = 0.42$	$\eta_M = 1 - (1 - 0.5) \cdot \sqrt[5]{30500 / 7500} = 0.34$	$\eta_H = 0.53$ (рисунок 14)

ОПЫТ СОЗДАНИЯ МИКРОГЭС ДЛЯ КАНАЛИЗАЦИОННЫХ ОЧИСТНЫХ СООРУЖЕНИЙ (КОС-1) ГОРОДА БАРНАУЛА НА БАЗЕ ГИДРОТУРБИНЫ С РАБОЧИМ КОЛЕСОМ ОТ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

n_n ; n_n' ; n_m ; n_m' - Частота вращения и приведённая частота вращения рабочего колеса природы и модели;

Q_n ; Q_n' ; Q_m ; Q_m' - Расход воды и приведённый расход воды. на природе и модели;

H_n ; H_m ; - Напор воды на природе и модели;

N_n ; N_n' ; N_m ; N_m' - Гидравлическая мощность и приведённая гидравлическая мощность природы и модели;

η_{sn} ; η_{sm} - Коэффициент быстроходности природы и модели;

η_n ; η_m - Коэффициент полезного действия природы и модели;

Re_n ; Re_m - Число Рейнольдса для природы и модели;

Рассматривается несколько вариантов моделей.

Модели 1 и 2 выполнены на базе насоса одностороннего входа К160-30. Диаметр рабочего колеса – 0.320 м. В качестве генератора используется штатный двигатель мощностью 22 кВт и частотой вращения вала 1450 об/мин. Для модели 1 принят напор 10 м. Для модели 2 принят напор 30 м.

За модели 3 и 4 взята исследуемая спроектированная гидротурбина в лабораторных условиях, выполненная на базе рабочего колеса насоса двустороннего входа Д4000-95. Диаметр рабочего колеса – 0.825 м. Штатный двигатель у насоса имеет мощность 630 кВт и частоту вращения вала 730 об/мин. Для модели 3 принят напор 10 м. Для модели 4 принят напор 2.5 м.

Напор для турбины в природе – 40 м.

Т.к. насос К160-30 является одностороннего входа, то при расчёте расхода воды для модели принята половина величины расхода воды на природе. Приведённый расход считается по удвоенному паспортному расходу насоса. Для расчёта приведённой мощности и коэффициента быстроходности также удваивается и паспортная мощность.

Из таблицы 4 и 5 видно, что для модели 1 приведённая частота вращения рабочего колеса, приведённая мощность и коэффициент быстроходности значительно превосходят аналогичные величины природы.

А у модели 2 приведённая частота вращения рабочего колеса, приведённый расход и коэффициент быстроходности значительно ниже, чем аналогичные величины природы.

Кроме того, частота вращения рабочего колеса и расход модели 2 – должны значительно превышать аналогичные величины насоса.

Модели 3 и 4 оказались наиболее близкими по своим величинам к природе.

У модели 3 расход воды получился 0.600 м³/с. Эту величину, к сожалению, невозможно достичь в лаборатории. Поэтому выбираем модель 4.

У модели 4 при напоре $H_m=2.5$ м расход получился $Q_m=0.300$ м³/с, частота вращения рабочего колеса $n_m=182.5$ об/мин, мощность $N_m=10.9$ кВт – при $N_n=700$ кВт и $N_m=9.3$ – при $N_n=600$ кВт.

В лаборатории, для испытания модели 4, планируется применить пять насосов К160-30. На рисунке 15 показана характеристика $H=f(Q)$ одного насоса и суммарные характеристики $H=f(Q)$, соединённых параллельно, двух, трёх, четырёх и пяти насосов К160-30. Также приведены характеристика мощности $N=f(Q)$ и характеристика КПД $\eta=f(Q)$ одного насоса. Приведены потери напора в улитке модели гидротурбины, потери напора в сети без учёта гидростатического напора, потери напора в сети без учёта потерь напора в улитке и суммарные потери напора в сети лаборатории.

Испытаниями планируется получить для трубопровода лаборатории и модели гидротурбины рабочие точки при работе одного насоса, а также, работающих параллельно двух, трёх, четырёх и пяти насосов К160-30. Это даст возможность уточнить характеристики $H=f(Q)$ гидротурбины (рисунок 14), а также проверить её характеристику мощности $N=f(Q)$ и характеристику КПД $\eta=f(Q)$.

Планируется также определить оптимальное расположение лопаток в направляющем аппарате для получения максимального КПД гидротурбины.

Литература

1. Михайлов А. К., Малюшенко В. В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. М., «Машиностроение» 1977. – 288 с., ил.
2. Кривченко Г. И. Гидравлические машины: Турбины и насосы. Учебник для вузов. – М.: Энергия, 1978. – 320 с., ил.
3. Гидравлика, гидромашин и гидроприводы: Учебник для машиностроительных вузов/Т.М. Башта и др. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1982. – 423 с., ил.
4. Материалы интернет-сайта фирмы НПО-«ЛИТ» www.npo-lit.ru.
5. Центробежные насосы двустороннего входа. Каталог/ В.В. Шаумян и др. – Срок ввода в действие – I квартал 1983 г. – М.: ЦИНТИХимнефтемаш, 1982. – 24 с.
6. Справочник по гидротурбинам: Справочник/ В.Б. Андреев и др.; Под общ.ред. Н.Н.Ковалева.-Л.: Машиностроение, Ленинград.отд-ние, 1984. – 496 с., ил.