

УДК 621.311.21, 621.232.524, 681.513.1

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ СПИРАЛЬНОЙ КАМЕРЫ МИКРОГЭС СО ШНЕКОВОЙ ТУРБИНОЙ

Нурдаuletкызы А., Умбетов Е.С., Уткин Л.А.

НАО «Алматинский университет энергетики и связи», Алматы, e-mail: erumbetov64@mail.ru

Настоящая статья посвящена обоснованию параметров спиральной камеры микроГЭС со шнековой турбиной. По результатам исследования установлено, что коэффициент потерь энергии зависит от угла охвата спиральной камеры, изменения средней скорости по длине спирального канала и формы его поперечного сечения. Расчетные и экспериментальные исследования показывают, что величина относительной кинетической энергии в спиральной камере невелика 2~4% и потери энергии в ней незначительны, согласно опытным данным для турбинной камеры трапециевидного вида.

**Ключевые слова:** спиральная камера, направляющий аппарат, угол охвата, микрогэс

## SUBSTANTIATION OF PARAMETERS THE SPIRAL CAMERA OF MICRO HYDRO PLANT WITH THE AUGER HYDRO TURBINE

Nurdauletkyzy A., Umbetov E.S., Utkin L.A.

Almaty university of power engineering and telecommunication, Almaty, e-mail: erumbetov64@mail.ru

This article is devoted to the substantiation of parameters of the spiral camera of micro hydro plant with the auger hydro turbine. According to the results of research has been established, that energy loss coefficient depends on the angle of coverage of spiral camera, changes of middle speed along length of spiral channel and form of his cross-sectional. Calculation and experimental researches show that value of the relative kinetic energy of the spiral camera is low 2~4%, and the energy losses are insignificant in it, according to the experimental data for the turbine camera trapezoidal species.

**Keywords:** spiral camera, directing device, angle of coverage, micro hydro plant

Проектирование микроГЭС проводилось в программе Компас-3Д. Основными задачами при проектировании были:

- доступность технологии при ее изготовлении;
- возможность смены рабочего колеса;
- минимальное количество дополнительного оборудования при монтаже;
- доступность и ремонтпригодность всех узлов.

В результате проведенных расчетов и проработки различных вариантов узлов, была получена следующая конструкция в соответствии с рисунком 1. Устройство работает следующим образом: поток рабочей жидкости с напором через 6 входную раструбу поступает в спиральную камеру 1, где происходит работа турбины расположенной в подшипниковом узле 7, скорость и момент через ременную передачу 3 на генератор 2 с повышением частоты вращения. отработанный поток жидкости выходит через расширительный выходной раструбу 4. При проектировании предусмотрена выемка подшипникового узла для смены шнековой турбины. Подшипниковый узел вставляется сверху на свои посадочные узлы и закрепляется болтами и на оси закрепляется ведущий шкив.

На раме 5 расположен пазы в которые установлен генератор. Пазы выполнены так чтобы можно производить натяжку ремня.

Рама микроГЭС может быть вмонтирована в основании при помощи дополнительных закладных деталей.

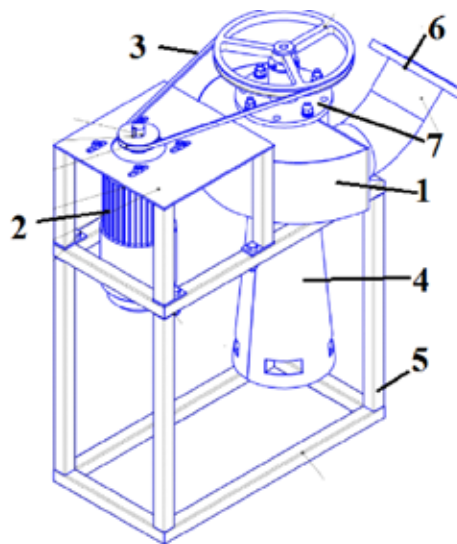


Рис. 1. Общий вид шнековой микроГЭС:  
1 – спиральная камера; 2 – электрогенератор;  
3 – ременная передача; 4 – выходной  
расширительный раструб; 5 – рама;  
6 – входной раструб; 7 – подшипниковый узел  
с рабочей турбиной

В работе приведен расчетное обоснование параметров спиральной камеры, на основе методик полученных с применением

графоаналитического метода согласно работам Сухоробного П.Н. и Исаева Р.Э., Б.М. Кабланбекова [1, 2].

При расчетном обосновании параметров ставились следующие задачи [3, 4]:

- определить угол  $f$  охвата спирального канала для обоснования его геометрических и гидравлических характеристик;

- расчет спиральной камеры определяющий геометрию и обеспечивающий равномерное распределение расхода по всему диаметру направляющего аппарата;

- разработать спиральную камеру, обеспечивающую распределение потока жидкости, которая является потенциальной и обладает осевой симметрией;

- подбор меридионального сечения спиральной камеры так, чтобы обеспечивалось равномерное распределение расхода воды по окружности диаметра направляющего аппарата спиральной камеры.

Структура потока в спиральной части камеры зависит от формы поперечных сечений, угла охвата и принятого закона распределения скорости вдоль спирального канала. Скорость в любой точке потока в спиральной камере состоит из меридиональной  $V_m$  и  $V_u$  окружной составляющих.

$$v_m = \sqrt{v_1^2 + v_2^2} \quad (1)$$

При рассмотрении движения жидкости и расчете спиральной части камеры обычно принимают следующие допущения:

- поток установившийся и осесимметричный;

- расход через любое сечение спиральной камеры, расположенное в плане под углом  $\varphi$ ,

$$Q_i = Q_p \frac{\varphi_i}{2\pi}, \quad (2)$$

где  $Q_i$  – расход через меридиональное сечение спиральной камеры, проведенное под углом  $\varphi$ ,  $Q_p$  – расчетный расход через турбину.

Поток в спиральной камере потенциальный, характеризующийся постоянством момента скорости  $V_u \times R = \text{const}$  вдоль спирального канала.

Результатирующее движение жидкости в спиральных камерах можно представлено как сумму двух составляющих потенциальных потоков: меридионального потока и циркуляционного потока вокруг оси турбины. Для исследования потока в спиральной камере используем гидродинамическую модель, которая имитирует движение жидкости в спиральной камере при помощи вихревой нити и системы стоков, размещенных на оси турбины. Полагаем, что вихревая нить индуцирует симметричное потенциальное движение жидкости с определенной

величиной вращения потока вокруг оси турбины; система стоков характеризует потенциальное симметричное движение, обеспечивающее заданный расход через турбину. Потенциал скорости суммарного потока  $\Phi$  при этом состоит из потенциала скоростей  $\Phi_x$  движения, вызываемого системой стоков, и потенциала скоростей  $\Phi_2$  движения, вызываемого вихревой нитью.

Гидромеханический расчет турбинной камеры состоит в определении размеров ее поперечных сечений и их углового расположения в плане. Выбор метода расчета зависит от принятых исходных расчетных параметров и характера распределения скоростей вдоль спиральной части камеры. Применяют следующие методы расчета турбинных камер [5, 6]:

- расчет спиральной камеры, основанный на допущении постоянства момента скорости в любой точке потока в спиральном канале ( $V_u R = \text{const}$ );

- проектирование спиральной камеры в предположении, что средняя скорость потока постоянна вдоль спирального канала ( $V_{cp} = \text{const}$ );

- расчет турбинной камеры из условия убывания средней окружной скорости вдоль спирального канала;

- определение размеров спирали исходя из принятого изменения направления потока на входных кромках колонн статора и лопаток направляющего аппарата.

В соответствии с рис. 2 приведена расчетная схема рассматриваемой формы спиральной камеры [7, 8, 9]. Из условия равномерности распределения расхода очевидно, что через любое сечение должен пройти расход  $Q_\varphi$ , достаточный для питания оставшейся части окружности, определяемый углом  $\varphi$ :

$$Q_\varphi = \frac{Q_p \varphi}{360}, \quad (3)$$

где  $Q_\varphi$  – расход определяемый углом  $\varphi$ ;  $Q_p$  – расчетный расход.

Через входное сечение будет расход:

$$Q_{вх} = (Q_p / 360) \times \varphi_{охв}. \quad (4)$$

Определение площади сечения спиральной камеры

$$F_\varphi = \frac{Q_p \varphi}{360 v_{вх}}. \quad (5)$$

За площадь сечения камеры следует принимать площадь, ограниченную контуром сечения и входной кромкой направляющего аппарата, расположенной на радиусе  $r_{на}$ . Из расчетной модели спиральной камеры можно видеть, что

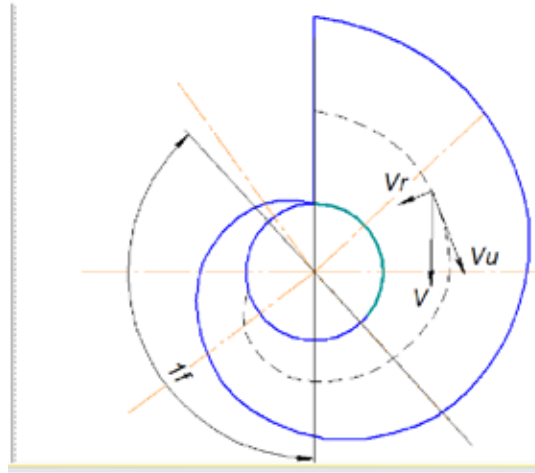


Рис. 2. Расчетная схема спиральной камеры

$$F_{\varphi} = b_0 (R_{\varphi} - r_{na}),$$

$$R_{\varphi} = \frac{F_{\varphi}}{b_0} + r_{na}. \quad (6)$$

Определим рациональное сечение камеры по периметру. При расчете спиральной камеры на основе заданных параметров турбины: мощности  $N=1000$  Вт, расхода  $Q=17$  л/с= $0,012$  м<sup>3</sup>/с, напора  $H=12$  м, КПД  $\eta=0,68$  зададимся минимальной скоростью естественного водотока  $2,8$  м/с.

Построим входное сечение, удовлетворяющее условию пропускания расхода  $Q_{ex}$  через это сечение с входной скоростью  $v_{bx}$  [10]:

$$Q_{bx} = (Q_p/360) f_{\text{оXB}}; \quad (7)$$

$$Q_{ex} = (0,12/360) 360 = 0,12 \text{ м}^3/\text{с};$$

$$F = Q_p \times f / (360 \cdot v_{bx}) =$$

$$= 0,012 \cdot 360 / (360 \cdot 2,8) = 0,042 \text{ м}^2.$$

Значение  $b_0 = 0,495$  примем как расчетное для определения площади входного сечения спирального канала в соответствии с рис. 3:

$$b_0 D = 0,495 \cdot 0,1372 = 0,0679 \text{ м},$$

$$R_f - r_{na} = F/b_0 = 0,042/0,0679 = 0,61 \text{ м}.$$

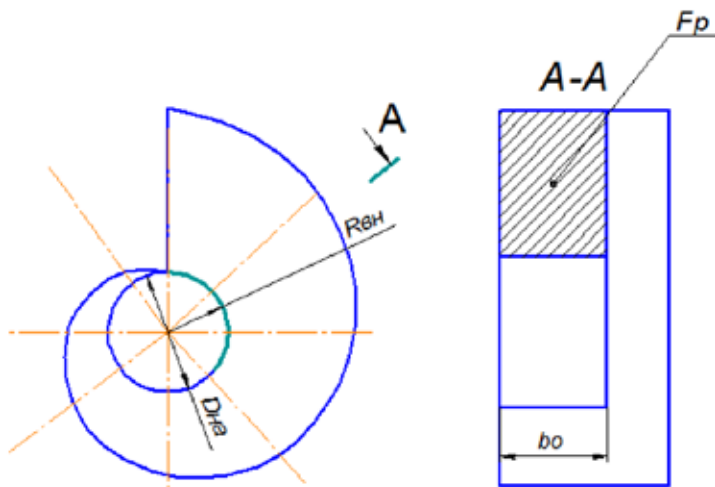


Рис. 3. К расчету спиральной камеры

Используя формулы найдем значения для расчетных углов охвата спиральной камеры через интервал  $\Delta 15^\circ$ .

Применим расчет, основанный на предположении постоянства произведения окружной составляющей скорости  $v_{ni} = v_{ui}$  на радиус  $R_i$  в любой точке спиральной камеры, или, как обычно выражаются, – постоянство момента скорости:

$$v_u R = \text{const.} \quad (8)$$

Это выражение является частным случаем постоянства произведения скорости на радиус в осесимметричном потенциальном потоке. Наиболее наглядно это можно показать, когда все скорости направлены по радиусам к центру стока. Тогда из условия сплошного течения несжимаемой идеальной жидкости в плоском горизонтальном слое единичной толщины, расход на окружности радиуса  $r_r$  можно выразить как

$$v_{ri} 2\pi r_i = Q, \quad (9)$$

откуда:

$$v_{ri} R_i = Q/(2 \cdot \pi i) = \text{const} = C, \quad (10)$$

так как  $Q$  для всех концентричных сечений одинаково.

Гидравлический расчет спиральной камеры по закону  $v_u r = \text{const}$  исходит из предположения, что движению жидкости вокруг общей оси при этом общий момент количества движения для каждой элементарной линии величина постоянная, т.е. жидкость при движении по спирали никакой работы не совершает, она лишь получает закрутку

в спирали и направляющем аппарате, а закрученный поток воды лишь при поступлении на рабочее колесо изменяет свой момент количества движения, за счет чего и вращается колесо турбины.

В каждой точке потока в спиральной камере скорость воды может быть разложена на две составляющие – радиальную скорость  $v_r$ , направленную по радиусу к оси турбины, и окружную скорость  $v_u$ , направленную перпендикулярно к радиусу.

Радиальная скорость будет равна:

$$Vr = Q / (\pi D_{\text{на}} b_0), \quad (11)$$

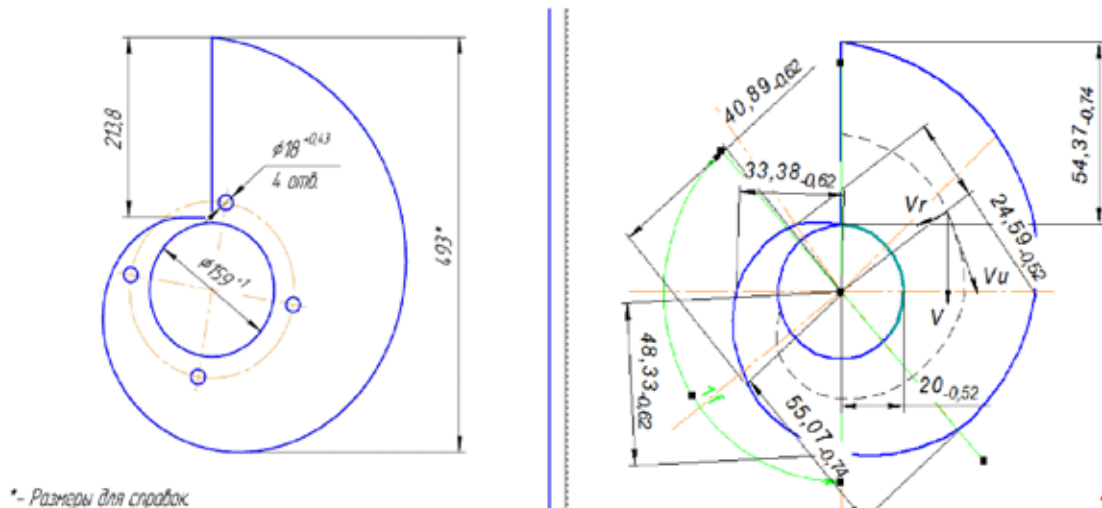
где  $Q$  – расход через турбину;  $D_{\text{на}}$  – диаметр окружности выходных кромок ребер;  $b_0$  – высота направляющего аппарата.

Эта радиальная составляющая скорость должна быть постоянной, чтобы обеспечить равномерное питание направляющего аппарата по всей окружности.

Окружная скорость в любой точке должна подчиняться закону постоянства площадей.

Так как расход через входное сечение спирали  $Q_{\text{ex}}$  известен, а входной скоростью  $v_{rx}$  и формой сечения задаются, то можно определить площадь входного сечения  $F_{\text{ex}}$  и постоянную спирали.

Определяем постоянную спирали чтобы сохранить вхождения скорости положения в сечений спирали. Для этого в масштабе по вертикали откладываются значения  $b_0/r$  в зависимости от радиуса  $R$  для входного сечения и промежуточных сечений 1, 2, 3, 4, в соответствии с рис. 4. Результаты расчета сведем в таблице.



\*- Размеры для справок

Рис. 4. Конструктивные размеры спиральной камеры: а – размеры спиральной камеры высота спиральной камеры 192 мм; б – закручивание спирали в масштабе (1:4)

## Размеры сечений спиральной камеры

Сечения	$\varphi$	$R_{\text{вн}}, \text{ мм}$	$R_{\text{на}}, \text{ мм}$	$R_{\text{вн}} - R_{\text{на}}$
1	150°	221	80	141
2	120°	193		113
3	90°	164		84
4	60°	133		53

Угол охвата и площадь входного сечения спиральной камеры. Как показывают данные модельных испытаний различных гидротурбин, потери энергии в турбинной камере, статоре и направляющем аппарате зависят (при заданной ширине блока в плане) от соотношения между принятыми площадью входного сечения  $F_{\text{вх}}$  и углом охвата  $\varphi$ . При выбранных размерах входного сечения спиральной камеры увеличение угла охвата, с одной стороны, приводит к уменьшению неравномерности потока вдоль периметра направляющего аппарата, что благоприятно влияет на характеристики гидротурбин. С другой стороны, при этом увеличиваются скорости. Потери энергии в спиральной камере, статоре и направляющем аппарате уменьшают энергию потока на входе в рабочее колесо и, следовательно, влияют на КПД турбины. Основными потерями энергии в спиральной камере являются потери по длине.

**Вывод.** В общем случае коэффициент потерь энергии зависит от угла охвата спиральной камеры, изменения средней скорости по длине спирального канала и формы его поперечного сечения. Расчетные и экспериментальные исследования показывают, что величина относительной кинетической энергии в спиральной камере невелика 2~4% и потери энергии в ней незначительны, согласно опытным данным для турбинной камеры трапециевидного вида.

## Список литературы

1. Этинберг И.Э. Теория и расчет проточной части поворотно-лопастных гидротурбин / И.Э. Этинберг. – Л.: Машиностроение, 1965. – 350 с.
2. Исаев Р.Э., Кабланбеков Б.М. Определение параметров спиральной камеры низконапорной микрогЭС с применением графоаналитического метода расчета // Вестник ВКГТУ. – Усть-Каменогорск, 2011. – № 1. – С. 56-65.
3. Ковалев Н.Н. Гидротурбины. Конструкции и вопросы проектирования. – 2-е изд. – Л.: Машиностроение, 1971.
4. Этинберг И.Э. Гидродинамика гидравлических турбин / И.Э. Этинберг, Б.С. Раухман. – Л.: Машиностроение, 1978.
5. Гутовский Е.В. Теория и гидродинамический расчет гидротурбин / Е.В. Гутовский, А.Ю. Колтон. – Л.: Машиностроение, 1974.
6. Орго В.М. Гидротурбины (рабочий процесс, конструкции, расчет). – Л.: Изд-во Ленингр. ун-та, 1975.
7. Исаев Р.Э. Низконапорная микроГЭС для электропитания маломощных потребителей. – Известия Кыргызского государственного технического университета им. И. Раззакова // Материалы Междунар. науч.-техн. конф. «Инновации в образовании, науке и технике». – Бишкек, 2006. – № 9. – Т. 1. – С. 371-375.
8. Обозов А.Дж. Влияние параметров спиральной камеры на энергетические показатели работы турбины микроГЭС / А.Дж. Обозов, Р.Э. Исаев // Материалы 49-й науч.-техн. конф. молодых ученых, аспирантов и студентов «Наука и инженерное образование – ключ к процветанию Кыргызстана». – Бишкек, 2007. – С. 281-286.
9. Исаев Р.Э. Расчет и выбор параметров подводящего лотка микроГЭС // Известия Кыр-гызского гос. техн. ун-та им. И. Раззакова. – Бишкек, 2000. – № 11. – С. 76-78.
10. Колтон А.Ю. Исследование и разработка быстрого поворотнолопастного рабочего колеса / А.Ю. Колтон, И.Э. Этинберг. – Гидротурбостроение, 1957. – № 4.