

## К ВОПРОСУ О МЕТОДИКЕ РАСЧЁТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК МАЛОЙ МОЩНОСТИ

В.М. Иванов, В.Н. Юренков, Т.Ю. Иванова, Е.П. Жданов, Г.О. Клейн

*В работе рассматриваются особенности гидродинамического расчёта малых гидротурбин для гидроэнергетических установок (ГЭУ) мощностью не более 10 кВт. Предлагается способ оценки основных параметров осевой гидротурбины для различных условий работы ГЭУ с индивидуальным характером электрической нагрузки.*

*Ключевые слова: осевая гидротурбина, конструкция, методика, расчёт.*

Статья написана в связи с проведением НИР в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы по проблеме «Гидроэнергетические установки новой оригинальной конструкции на базе осевых гидротурбин».

Гидроэнергетические установки (ГЭУ) малой мощности применяют для отъёма энергии от малых водотоков в районах децентрализованного электроснабжения, а также для утилизации неиспользованных перепадов в различных промышленных комплексах. Использование ГЭУ даёт возможность при минимальной нагрузке на окружающую среду использовать с максимальной выгодой гидроресурсы того или иного региона. В Алтайском крае такую возможность дают реки Ануй, Песчаная, Чарыш и другие. В Барнауле возможно применение ГЭУ при сбросе воды в р. Обь со станции очистки сточных вод КОС-1 и КОС-2. Подобный вариант применения ГЭУ малой мощности на базе колеса крупного центробежного насоса прорабатывался на кафедре ТГиВВ АлтГТУ и на основе этих проработок была изготовлена в металле гидротурбина с колесом от насоса типа Д с диаметром  $D_2=855$  мм.

Применение ГЭУ на малых реках требует наличия малых гидротурбин с различными значениями расчётного напора  $H_p$  при единичной мощности агрегата  $N_p=4\div 10$  кВт. Наилучшим вариантом конструкции гидротурбины, пригодным для работы при указанных параметрах и работающих с высоким КПД являются агрегаты, при создании которых в качестве прототипа используются осевые повортно-лопастные турбины капсульного типа, но они являются достаточно крупными по размерам, дороги и сложны в эксплуатации. Одна из самых малых турбин такого типа ПЛ10 с вертикальным валом имеет приве-

денное число оборотов  $n' = 165$  об/мин и приведенный расход  $Q' = 2250$  л/с при минимально возможном диаметре колеса турбины  $D_1=2800$  мм, что явно не отвечает перечисленным выше возможностям.

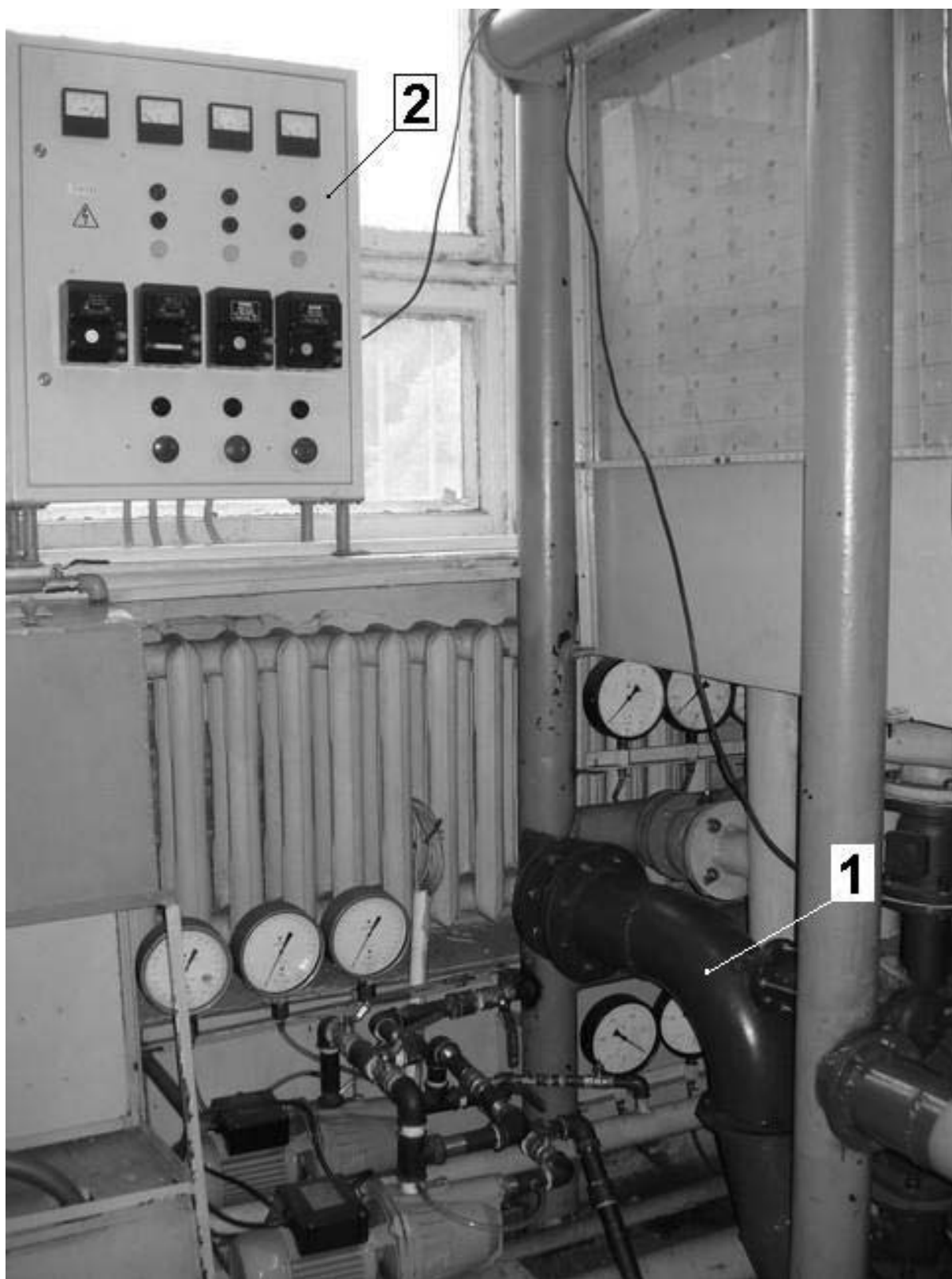
К сожалению, для поворотно-лопастных турбин, срабатывающих меньший напор, например ПЛГ7, и по своим геометрическим характеристикам ближе приближающимся к осевым турбинам небольшой мощности ГЭУ с горизонтальным валом отсутствует информация по характеристикам в приведенных координатах. Приведенная частота вращения и приведенный расход этой турбины с точки зрения работы в зоне наибольшего КПД будут соответственно равны [10]:

$$n_1' \approx 170 \div 200 \text{ об/мин};$$

$$Q_1' \approx 1700 \div 2000 \text{ л/с.}$$

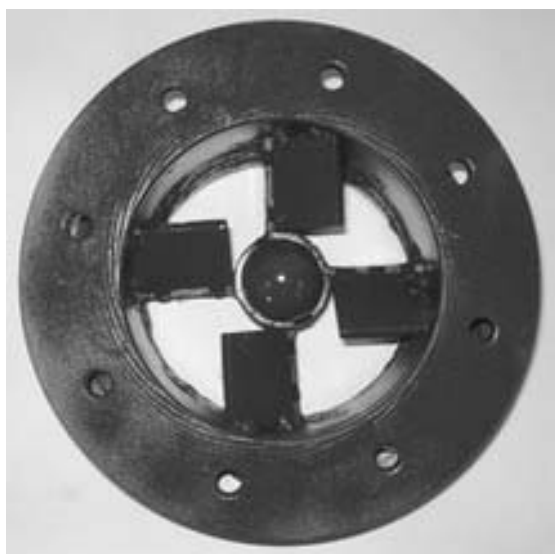
С целью восполнения недостающих сведений, авторами статьи произведены ориентировочные расчёты проточной части осевой гидравлической турбины мощностью  $4\div 5$  кВт для напоров до 10 м, где в качестве базового напора был принят напор  $H=5$  м. На основе этих расчётов была разработана и изготовлена гидроэнергетическая установка (ГЭУ) с осевой гидротурбиной и блоком автоматического управления (БАУЭН), представленная на рисунке 1. Для сравнительного анализа проведены исследования работы направляющих аппаратов (НА) с различным количеством лопаток и рабочих колёс (РК) с различным количеством лопастей (рисунок 2).

При расчёте геометрических размеров проточной части гидравлической турбины осевого типа малых размеров на первом этапе использовалась струйная модель потока с привлечением опытных данных по потерям, полученных на подобных турбинах больших размеров. Результаты исследований по определению потерь в микротурбинах в литерату-



*Рисунок 1 – Гидроэнергетическая установка с осевой гидротурбиной 1 и блоком автоматического управления электрической нагрузкой (БАУЭН) 2 на гидравлическом стенде*

К ВОПРОСУ О МЕТОДИКЕ РАСЧЁТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН  
ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК МАЛОЙ МОЩНОСТИ



а)



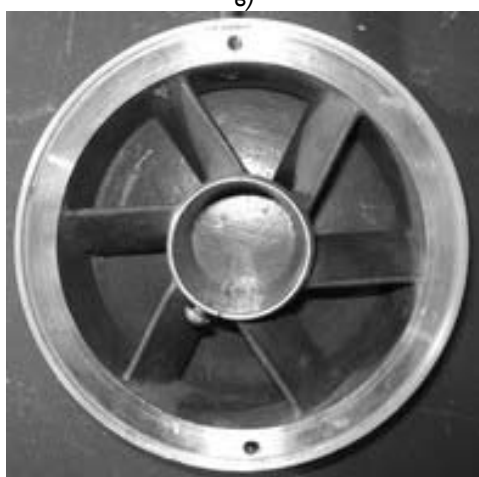
б)



в)



г)

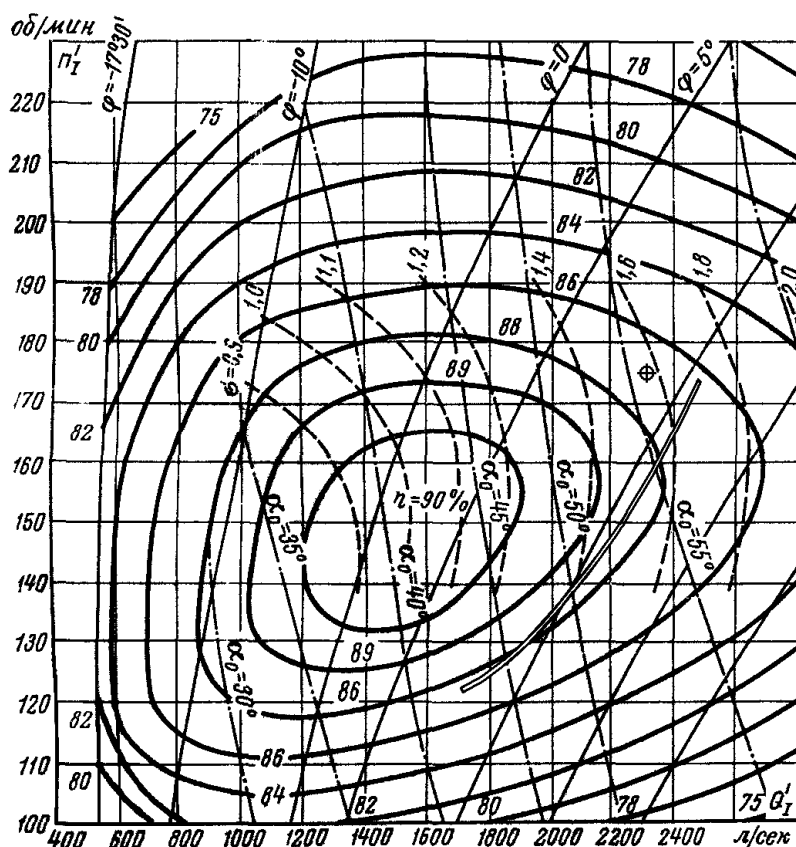


д)



е)

Рисунок 2 – Направляющие аппараты осевой гидротурбины: а) с четырьмя лопатками; б) с шестью лопатками; в) с восьмью лопатками; рабочие колёса осевой гидротурбины: в, г) трёхлопастное; д) четырёхлопастное; е) четырёхлопастное



– Линия равной мощности  $N=5$  кВт для осевой гидротурбины с диаметром  $D_1=130$  мм;  
 – Точка, соответствующая оптимальному расчётному режиму осевой гидротурбины мощностью  $N=5$  кВт при напоре  $H=5$  м в приведенных координатах

Рисунок 3 – Универсальная характеристика горизонтальной осевой турбины с капсульным агрегатом ПЛ10 (открытие направляющих лопаток  $\alpha_0$ )

рных источниках отсутствуют. Для ориентировочных оценок эффективности работы НА малой осевой турбины была разработана методика определения углов входа и выхода потока при обтекании лопасти находящейся в «густой» решётке и при различных напорах воды, поступающей в турбину (реферат в РЖ «Турбостроение» 2.49.123 за 1997 год. Расчёт проточной части турбины микроГЭС / Симоненко Н.Ю., Юренков В.Н., Пурдик Э.Л.). Расчёт заключался в определении углов входа и выхода потока с лопаток НА и углов входа и выхода потока с лопастей РК в трёх сечениях: в периферийном, среднем и у втулки. Расчёты производились для величин мощности  $N=4\div 5$  кВт, напора  $H=5$  м, характерных для микроГЭС и частоте вращения ротора  $n=3000$  мин<sup>-1</sup>. Были получены следующие значения углов:  $\beta_1 \approx 45^\circ$ ;  $\beta_1 = 39^\circ$  и  $\beta_2 = -22^\circ$  (на среднем диаметре);  $\beta_1' = 25^\circ$ ,  $\beta_2' = -20^\circ$  (на периферийном диаметре) и  $\beta_1'' = -57^\circ$ ,  $\beta_2'' = -43^\circ$  (в корневом сечении у втулки). В приведенных координатах исходные параметры для расчёта соответствовали:

$$n' = \frac{nD_1}{\sqrt{H}}; \quad n' = \frac{3000 \cdot 0,130}{\sqrt{5}} = 174,4 \text{ об/мин};$$

$$Q_1' = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}; \quad Q_1' = \frac{N}{\rho g H \cdot D_1^2 \sqrt{H}};$$

$$Q_1' = \frac{5000}{1000 \cdot 9,8 \cdot 5 \cdot 0,13^2 \cdot \sqrt{5}} = 2,7 \text{ м}^3/\text{с}$$

С учётом КПД турбины, принимаемым равным  $\eta_m \approx 0,86$  для данного типа турбины [10], приведенный расход будет несколько меньшим  $Q_1' \approx 2320$  л/с. Приведенная мощность для рассматриваемой осевой турбины определяется по формулам приведения и составит:

$$N_1' = \frac{N}{D_1^2 H \sqrt{H}};$$

$$N_1' = \frac{5000}{0,13^2 \cdot 5 \cdot \sqrt{5}} \approx 26500 \text{ Вт} = 26,5 \text{ кВт}.$$

Если нанести эту точку на универсальную характеристику горизонтальной осевой турбины с капсульным агрегатом ПЛ10 [11], приняв КПД модельной турбины  $\eta_m = 0,86$ , то угол открытия направляющих лопаток будет находиться в диапазоне  $45^\circ \div 55^\circ$  (рисунок 3).

Турбинные решётки для осевых гидравлических турбин выполняются с малым углом поворота потока при большом относительном шаге (малом числе рабочих лопастей). Одна-

## К ВОПРОСУ О МЕТОДИКЕ РАСЧЁТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК МАЛОЙ МОЩНОСТИ

ко при малом числе рабочих лопастей становится невозможным применение классического канального метода расчёта параметров турбинной рабочей решётки, так как исчезает то, что называют собственно «каналом», т.е. пространство между выпуклой и вогнутой поверхностями лопастей. В этом случае профиль рабочей лопасти оказывается в свободном потоке и для определения усилий на нём необходимо использовать выводы теории взаимодействия тонкого профиля и обтекающего его потока [3]. Обтекающий лопасть поток, формируемый НА турбины, имеет очень сложную структуру. Это закрученный поток в пространстве осевой турбины с очень большим осевым зазором (расстоянием между входными кромками НА и входными кромками рабочих лопастей, что является типичным для гидравлических турбин. Для расчёта параметров этого потока в сечении перед входными кромками рабочих лопастей требуются надёжные экспериментальные данные по структуре углов потока за НА. Для анализа используется методика, изложенная в монографии М.Е. Дейча [4].

В расчётной методике, составленной на основе теоретических выкладок Дейча М.Е. и некоторых идей работы Абрамовича Г.Н. [1].

Для создания математической модели авторы использовали следующие гипотезы:

1. Рабочая лопасть есть тонкий профиль (дужка), работающий в неограниченном потоке;

2. Поток, которым обтекается тонкий профиль (слегка изогнутая пластина) является закрученным, параметры закрученного потока формируются направляющим аппаратом;

3. В осевом зазоре, т.е. в пространстве между выходными кромками НА и входными кромками лопастей РК, закрученный поток деформируется из-за сил трения.

В первом приближении можно считать, что закрутка потока  $w_u$ , оцениваемая проекцией относительной скорости  $w$  на окружное направление и изменяется с течением времени по экспоненциальному закону и её значение можно определять по формуле

$$w_u = \frac{\Gamma_w}{2\pi r} \left( 1 - e^{-\frac{r^2}{4\nu t}} \right),$$

где  $\nu$  – коэффициент кинематической вязкости воды;

$\Gamma_w$  – циркуляция скорости  $w_u$  на расчётном диаметре  $D_p$  в пространстве между выходными кромками НА и входными кромками рабочих лопастей.

В гидротурбинах осевого типа, когда направляющий и рабочий аппараты находятся на значительном расстоянии друг от друга, влиянием трения на скорость натекания жидкости на рабочую лопасть пренебрегать нельзя.

Величиной, которая является определяющей для процесса распространения завихренности в безграничной вязкой среде (в нашем случае – влияние трения на окружающую составляющую относительной скорости  $w_u$ ) служит постоянная времени диффузии динамического вихря

$$T_w = \frac{D_p^2}{16 \cdot \nu}; T_w = \frac{0,130^2}{16 \cdot 1,01 \cdot 10^{-6}} \approx 1,05 \cdot 10^{-3} \text{ с.}$$

То есть это достаточно малая величина. Она сопоставима с временем прохождения потока через пространство между выходными кромками НА и входными кромками РА.

Для определения окружной составляющей относительной скорости для входных кромок лопастей осевой малой турбины можно использовать следующую формулу

$$w_0 = \omega_{up} \cdot \frac{D_p}{D} \left( 1 - e^{-\frac{D^2 \cdot v_z}{16\nu \cdot \delta_{oc}}} \right).$$

Для осевых турбин с вертикальным валом схема расчёта существенно усложняется из-за поворота закрученного потока из горизонтальной плоскости в вертикальную (речь идёт о меридиональной составляющей скорости), для осевых турбин с горизонтальным валом, используемых в ГЭУ малой мощности, задача расчёта параметров закрученного потока в осевом пространстве усложняется появлением веерности выходных кромок лопаток НА, связанных с их эксцентриситетом относительно оси вращения турбины.

Моделью реального течения жидкости в осевом зазоре осевой гидротурбины является осесимметричный вращающийся поток вязкой жидкости в кольцевом канале, в котором одна из граничных цилиндрических стенок вращается. На первом этапе при анализе работы лопасти турбины в закрученном потоке принималось, что жидкая «частица» лежит на винтовой линии (линии тока), уравнение которой можно записать в следующем виде:

$$x = r \cdot \cos \phi; y = r \cdot \sin \phi; z = b \cdot \phi,$$

где угол  $\phi$  в радианах.

Если заменить угол  $\phi$  через параметр  $s = \phi \sqrt{a^2 + b^2}$  (элемент длины винтовой линии), то

$$x = r \cdot \cos \frac{s}{\sqrt{a^2 + b^2}};$$

$$y = r \cdot \sin \frac{s}{\sqrt{a^2 + b^2}};$$

$$z = b \cdot \frac{s}{\sqrt{a^2 + b^2}}.$$

Для радиуса кривизны винтовой линии получаем следующее выражение [2]

$$\rho = \frac{a^2 + b^2}{a}.$$

По этой формуле определялся радиус кривизны пластины, помещаемый в закрученный поток и обтекаемый в относительном движении при нулевом угле атаки.

Для определения окружной составляющей скорости  $v_u$  использовалось уравнение движения для вращающегося течения вязкой жидкости уравнение равновесия

$$\frac{\partial^2 v_u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial v_u}{\partial r} - \frac{v_u}{r^2} = 0.$$

Обозначения величин в этих формулах соответствуют общепринятым в теории турбомашин:  $v_u$  – окружная составляющая абсолютной скорости истечения из НА турбины,  $r$  – радиус цилиндрической поверхности, на которой лежит данная винтовая линия.

Интеграл приведенного дифференциального уравнения движения [4]

$$v_u = C_1 r + C_2 r^{-1};$$

$$p = \rho \int \frac{v_u^2}{r} dr + C_3.$$

Распределение  $v_u$  по радиусу требует экспериментального изучения. В первом приближении принимается (при вращении внутренней и наружной ограничивающих поверхностей)

$$v_u = \frac{\omega_R R^2 - \omega_{r_{\text{вн}}} \cdot r_{\text{вн}}^2}{R^2 - r_{\text{вн}}^2} + \frac{(\omega_{r_{\text{вн}}} - \omega_R) R^2}{R^2 - r_{\text{вн}}^2} \cdot \frac{1}{r},$$

где  $\omega_R$  и  $\omega_{r_{\text{вн}}}$  – угловые скорости вращения цилиндров, ограничивающих осесимметричный поток. В нашем случае  $\omega_R = 0$ ;  $\omega_{r_{\text{вн}}} = \omega_{\text{вт}}$  – скорости вращения втулки [4], обозначения величин в оригинале несколько другие.

Углы выхода потока из НА  $\alpha_1$  и обтекания профиля рабочей лопасти  $\beta_1$  при нулевом угле атаки связаны со скоростями движения следующими зависимостями [6]:

$$u_1 = \sqrt{\frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{2 \sin \beta_1 \cdot \cos \alpha_1}} \cdot \sqrt{2gH} \cdot \sqrt{\eta_z};$$

$$v_1 = \sqrt{\frac{\sin \beta_1}{2 \cos \alpha_1 \cdot \sin(\beta_1 - \alpha_1)}} \cdot \sqrt{2gH} \cdot \sqrt{\eta_z},$$

где  $\eta_z$  – гидравлическое КПД турбины.

Поделив одно уравнение на другое получим параметр

$$\frac{u_1}{v_1} = \frac{\sin(\beta_1 - \alpha_1)}{\sin \beta_1}.$$

Этот параметр по своей структуре напо-

минает характеристическое отношение  $\frac{u}{C_1}$ ,

используемое в теории газовых и паровых турбин [5]. Он является критерием подобия и позволяет определить оптимальное отношение двух характерных скоростей абсолютной и переносной в турбомашине в зоне максимально возможного гидравлического КПД для данного типа турбины. Представим его в преобразованном виде:

$$\frac{u_1}{v_1} = \cos \alpha_1 \cdot \left( 1 - \frac{\text{tg} \alpha_1}{\text{tg} \beta_1} \right).$$

Насколько нам известно, это выражение в литературных источниках не приводилось. Угол  $\alpha_1$ , как было указано выше, можно принимать равным  $45^\circ \div 55^\circ$ . При других значениях углов КПД гидравлических турбин резко падает [6, 10].

На рисунках отражающих частные пропеллерные характеристики осевой турбины в монографии Кривченко Г.И. приводятся открытия НА  $a_0$ , изменяющегося в пределах  $14 \div 50$  мм. Анализ этих характеристик позволяет сделать вывод о величине угла выхода потока  $\alpha_1$ , которым обычно оценивается значение этого параметра.

Об угле  $\beta_1$  известно следующее. Этот угол лежит в диапазоне возможных значений  $135^\circ \div 90^\circ$ . Отсчёт угла определяется углом поворота вектора относительной скорости  $\bar{W}$  по направлению вращения в ту же сторону, что вектора  $\bar{V}$ , при отсчёте угла  $\alpha_1$ . Граничное значение  $\beta_1 = 135^\circ$ , соответствует положению пластины, являющейся пером лопасти, создающем равное осевое и окружное усилие. При развороте пластины на угол  $\beta_1 > 135^\circ$  окружное усилие будет уменьшаться, осевое возрастать. Измерениями этого угла у осевой гидротурбины ГЭУ с мощностью 5 кВт было определено значение, соответствующее углу  $\sim 130^\circ \div 135^\circ$ . Этому углу отвечает соотноше-

К ВОПРОСУ О МЕТОДИКЕ РАСЧЁТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН  
ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК МАЛОЙ МОЩНОСТИ

ние параметра

$$\left(\frac{u_1}{v_1}\right)_{omn} = \cos 45^\circ \left(1 - \frac{1}{\operatorname{tg} 135^\circ}\right) \approx 1,41.$$

От отношения характерных скоростей

$\frac{u_1}{v_1}$  можно перейти к параметру, равному ему

по величине, но выраженному через частоту вращения  $n$ , об/мин и расход воды  $Q$ , м<sup>3</sup>/с (определяемый площадью проходного сечения НА):

$$\frac{u_1}{v_1} = \frac{\pi D n}{60} \cdot \frac{S_{HA}}{Q};$$

$$\frac{u_1}{v_1} = \frac{\pi D_p}{60} \cdot \frac{\pi D_n^2 - \pi d_{em}^2}{4} \cdot \cos \alpha_1 \cdot \frac{n}{Q};$$

$$\frac{u_1}{v_1} = k \cdot \frac{n}{Q},$$

где  $D_p$  – расчётный диаметр;

$$D_p = \sqrt{\frac{D_1^2 + d_{em}^2}{2}};$$

$D_n = D_1$  – наружный диаметр лопасти;

$d_{em}$  – диаметр втулки.

Для анализа поведения турбины при различных условиях нагрузки были использованы кривые (рисунок 4), представляющие собой перестроенную круговую характеристику насоса в относительных координатах и работающего в режиме турбины [8].

При полном снятии нагрузки и сохранении напора турбина развивает т.н. разгонные обороты (разгонную частоту вращения). По мере увеличения нагрузки частота вращения ротора будет снижаться, расход воды через турбину увеличиваться. При полной остановке ротора (полном торможении при заданном напоре) расход воды через турбину будет максимально возможным, т.е. в этом случае проточная часть турбины оказывает наименьшее сопротивление движению воды. Наличие двух названных параметров (разгонная частота вращения и расход), легко измеряемых, даёт возможность сделать вывод о КПД турбины и качестве ее изготовления, без проведения испытаний по снятию характеристик, требующих сложного оборудования. Этот приём был использован в лаборатории АлтГТУ при оценке совершенства изготовленной осевой турбины ГЭУ с диаметром колеса  $D_1=130$  мм.



Рисунок 4 – Характеристика турбины в координатах  $\frac{n}{n_{ном}} = f\left(\frac{Q}{Q_{ном}}\right)$  при  $\frac{H}{H_{ном}} = const$  и

$$\frac{M}{M_{ном}} = const$$

Лопасть колеса осевой гидротурбины – это пластина, находящаяся в свободном потоке, поэтому для таких турбин неприемлемы классические методы расчёта, основанные на теории решёток турбомашин.

Лопасть ротора осевой гидротурбины можно представить в виде пластины площадью  $S$  с размерами  $b \cdot \ell$ , где  $b$  – хорда лопасти на расчётном диаметре. Пластина находится в закрученном потоке воды и обтекается в продольном направлении под некоторым углом  $\alpha_{am}$ . Скорость обтекания является геометрической разностью абсолютной скорости течения воды и окружной скоростью движения пластины с плавным сходом струй в относительном движении с задней кромки. Пластина в этом случае можно считать хорошо обтекаемым телом. Подъёмная сила  $F_y$  такой пластины определяется по формуле (если ось  $x$  совпадает с направлением пластины рисунок 5)

$$F_y = 2\pi\rho \frac{b \cdot \ell}{2} w^2 \sin \alpha_{am} \cdot \cos \alpha_{am}.$$

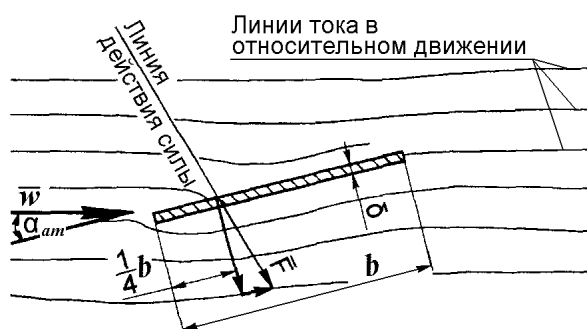


Рисунок 5 – Схема обтекания пластины при малых углах атаки  $\alpha_{am}$

Здесь угол атаки обозначен символом  $\alpha_{am}$ , чтобы отличать его от угла  $\alpha$ , под которым вытекает поток из НА.

Представим формулу для усилия на пластине в более удобном виде:

$$F_y = c_y S_l \cdot \left( \frac{\rho w^2}{2} \right),$$

где  $c_y = 2\pi \sin \alpha_{am} \cdot \cos \alpha_{am}$  – коэффициент подъемной силы.

При малых углах этот коэффициент прямо пропорционален углу атаки:

$$c_y \approx 2\pi \alpha_{am}.$$

Принято, что  $\sin \alpha_{am} \approx \alpha_{am}$ , где угол  $\alpha_{am}$  в радианах.

Сила сопротивления вдоль пластины определяется по формуле

$$F_x = -2\pi \rho \left( \frac{b \cdot \ell}{2} \right) w^2 \sin^2 \alpha_{am};$$

$$F_x = -c_x S_l \cdot \left( \frac{\rho w^2}{2} \right).$$

Она представляет интерес только в случае учёта потерь на трение при определении КПД гидротурбины (рисунок 5).

Центр давления, через который проходит линия действия силы, будет находиться на четверти длины пластины от её передней кромки, причём его положение не зависит ни от скорости набегающего потока, ни от угла атаки. Направление вращающего усилия будет совпадать с направлением окружной скорости. Предполагается, что рассматривается оптимальный режим работы турбины. В этом случае ввиду малости угла  $\alpha_{am}$  усилие параллельное плоскости пластины будет небольшим, его можно оценивать коэффициентом лобового сопротивления пластины, обтекаемой в продольном направлении [3]

$$c_x = \frac{1,328}{\sqrt{Re_w}}.$$

Усилие в этом направлении будет иметь порядок не больше, чем сила сопротивления неподвижной пластины в набегающем потоке, а усилие, создающее момент на валу турбины будет равным

$$F = F_y \cdot \cos \beta_1,$$

где  $\beta_1$  – угол входа потока на пластину в относительном движении, берут из треугольника скоростей на выходе из НА.

Ввиду того что поток воды в осевом зазоре не является плоскопараллельным, а линии тока его – есть винтовые линии, то лопасть должна вписываться в криволинейную поверхность, описываемую винтовым движением жидкости. Параметры винтовой линии описаны выше. Радиус кривизны этой линии легко определяется теоретически с привлечением материала по треугольникам скоростей.

При использовании вместо прямолинейной пластины дужки, которые уместно назвать «эквивалентной пластиной» используют формулы, учитывающие кривизну пластины

$$b_3 = \frac{b}{\cos \frac{\gamma}{2}},$$

где  $\gamma$  – угол между касательной в конечной точке дужки и хордой, стягивающей начальную и конечную точки (рисунок 6).

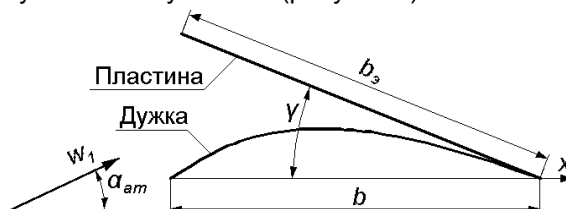


Рисунок 6 – Дужка, характерные углы и эквивалентная пластина

Коэффициент подъемной силы для дужки

$$c_y = 2\pi \frac{\sin \left( \frac{\gamma}{2} + \alpha_{am} \right)}{\cos \frac{\gamma}{2}}.$$

Для дужек малой кривизны, что соответствует кривизне линии тока при винтовом движении при ограниченной осевой протяженности лопасти колеса, коэффициент подъемной силы определялся по выражению

$$c_y = 2\pi \sin \left( \frac{\gamma}{2} + \alpha_{am} \right).$$



## К ВОПРОСУ О МЕТОДИКЕ РАСЧЁТА ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ОСЕВЫХ ГИДРОТУРБИН ГИДРОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК МАЛОЙ МОЩНОСТИ

Оценка усилия на лопасти ротора необходимо при определении мощности осевой гидравлической турбины. Так как у этих турбин количество лопастей на роторе небольшое (2÷4 шт.) [10] и в решётку их объединить невозможно, то мощность турбины будет зависеть от количества лопастей. Количество их должно быть рациональным с конструктивной и гидродинамической точек зрения. Практика показывает, что для малых турбин количество лопастей должно быть не менее четырёх.

Из-за ограниченности объёма статьи более подробно экспериментальные данные и результаты расчётов будут приведены авторами в следующих публикациях.

### Выводы

1. В настоящий момент нашей промышленностью не выпускаются ГЭУ с высоким коэффициентом полезного действия (КПД) и отсутствуют методики их расчёта и проектирования, хотя они являются особым классом малого гидроэнергетического оборудования.

2. Впервые авторами статьи произведён детальный анализ использования струйной модели течения жидкости в решётке (направляющего аппарата) осевой гидротурбины для гидроэнергетических установок малой мощности.

3. Проведённый анализ показывает, что выше указанная теория даёт удовлетворительный результат только в случае «густой» решётки, когда лопаток в направляющем аппарате или лопастей в рабочем колесе больше 4.

4. Впервые для расчёта осевой гидротурбины ГЭУ, когда мало лопаток в направляющем аппарате или лопастей в рабочем колесе «редкая» решётка (когда количество лопаток или лопастей находится в диапазоне 2÷4 и исчезает понятие «проточный канал») создана математическая модель с использованием теории обтекания одиночной лопатки или лопасти (слабо изогнутой пластины).

5. Также впервые для осевой гидротурбины ГЭУ использована и решено уравнение равновесия для винтовой линии движения потока жидкости в проточной части осевой гидротурбины.

6. Авторами впервые получен критерий подобия который позволяет определить оптимальное отношение двух характерных скоростей абсолютной и переносной в малой гидротурбине с максимально возможным гидравлическом КПД, так, например, при угле

схода потока с направляющего аппарата, равным  $45^\circ \div 55^\circ$  оптимальное соотношение скоростей равно  $\sim 1,41$ , КПД – максимальный, а при изменении значения этого угла и соотношения скоростей величина КПД резко падает.

7. Сравнительный анализ расчётных величин и экспериментальных данных показал удовлетворительное совпадение в пределах точности экспериментов.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович, Г.Н. Прикладная газовая динамика/ Г.Н. Абрамович. – М.: Наука, 1976. – 888 с.
2. Бронштейн, И.Н. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов/ И.Н. Бронштейн, К.А. Семендяев. – М.: Наука, 1986. – 544 с.
3. Гуревич, М.И. Теория струй идеальной жидкости/ М.И. Гуревич; – М.: Наука, 1979.
4. Дейч, М.Е. Техническая газодинамика/ М.Е. Дейч; – М.: Энергия, 1974. – 587 с.
5. Кириллов, И.И. Теория турбомашин/ И.И. Кириллов; – М.: Машиностроение, 1964. – 512 с.
6. Кривченко, Г.И. Гидравлические машины: Турбины и насосы: учебник для вузов/ Г.И. Кривченко. – 2-е изд., перераб. – М.: Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.
7. Ковалев, Н.Н. Гидротурбины: конструкции и вопросы проектирования/ Н.Н. Ковалев; – Л.: Машиностроение, 1971. – 584 с.
8. Ломакин, А.А. Центробежные и осевые насосы/ А.А. Ломакин. – Л.: Машиностроение, 1966. – 364 с.
9. Смирнов, И.Н. Гидравлические турбины и насосы: учеб. пособие для энерг. и политехнич. вузов/ И.Н. Смирнов; – М.: Высшая школа, 1969. – 400 с.
10. Справочник по гидротурбинам. В.Б. Андреев и др.; под общ. ред. Н.Н. Ковалев. – Л.: Машиностроение, 1984. – 496 с.
11. Справочник по гидравлическим расчетам. П.Г. Киселев и др.; под ред. П.Г. Киселева. Изд. 4-е, перераб. и доп. М., Энергия, 1972. – 312 с.

*Иванов В.М., д.т.н., проф., зав. каф. «Теплотехника, гидравлика и водоснабжение, водоотведение» АлтГТУ им. И.И. Ползунова;*

*Юренков В.Н., к.т.н., доц. каф. «Теплотехника, гидравлика и водоснабжение, водоотведение» АлтГТУ им. И.И. Ползунова;*

*Иванова Т.Ю., к.т.н., доц. каф. «Теплотехника, гидравлика и водоснабжение, водоотведение» АлтГТУ им. И.И. Ползунова;*

*Жданов Е.П., доц. каф. «Теплотехника, гидравлика и водоснабжение, водоотведение» АлтГТУ, к.э.н. (соискатель);*

*Клейн Г.О., учебный мастер, доц. каф. «Теплотехника, гидравлика и водоснабжение, водоотведение» АлтГТУ им. И.И. Ползунова (соискатель).*