

УДК 532.5, 533.6.01

Определение параметров осевой пикогидротурбины для различных режимов работы *

С.И. Шторк^{1,2}, И.В. Литвинов^{1,2}, Е.Ю. Гореликов^{1,2}, Д.А. Суслов^{1,2}

¹Новосибирский государственный университет

²Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск

E-mail: shtork@itp.nsc.ru

В статье представлены результаты детальных экспериментальных исследований характеристик течения за рабочим колесом воздушной модели пикогидротурбины пропеллерного типа с диаметром рабочего колеса 0,1 м. С использованием метода лазерно-доплеровской анемометрии проведены измерения распределений двух компонент осредненных скоростей и пульсаций для условий от частичной нагрузки до сильной перегрузки. Показано, что при смещении режима работы гидротурбины от оптимального поток на выходе из рабочего колеса становится закрученным. На основе полученных данных выявлен характер эволюции интегрального параметра крутки, который определяет состояние закрученного потока. Обнаружен тренд резкого увеличения параметра крутки при уменьшении расхода воздуха, вследствие чего степень закрутки быстро достигает критического уровня, при котором происходит распад вихря с развитием центрального провала на профиле осевой скорости и оттеснением потока к стенкам канала. При увеличении расхода имеет место замедленный рост параметра крутки, который остается меньше порогового значения даже для большой перегрузки. Вследствие этого максимумы тангенциальной скорости располагаются вблизи оси потока, а профиль аксиальной скорости остается равномерным по сечению потока. Информация об особенностях течения может быть использована при настройке режима гидроагрегата на оптимальные условия и разработке рекомендаций для расширения диапазона регулирования работы гидротурбины с сохранением высокой эффективности.

Ключевые слова: пикогидротурбина, осевая турбина, лазерно-доплеровский анемометр (ЛДА), параметр крутки, коэффициент полезного действия (КПД) гидротурбины.

К пикогидротурбинам относятся небольшие гидроагрегаты мощностью менее 5 кВт, как правило, используемые для обеспечения энергоснабжения отдельных домохозяйств [1, 2]. Возрастающий интерес к малой гидроэнергетике в последние годы связан с общей тенденцией широкого использования возобновляемых источников энергии, что в свою очередь вызвано озабоченностью по поводу изменения климата, загрязнения воздуха, ограниченности ископаемого топлива. Небольшие гидроэлектростанции являются одним из самых надежных ресурсов среди других возобновляемых источников и могут играть роль как резервного источника на случай нарушения централизованного энергоснабжения, так и основного в отдаленных районах, централизованное снабжение которых нецелесообразно из-за высоких затрат на сети [1, 2].

* Работа, включая измерения полей скоростей и анализ данных, выполнена при государственной поддержке научных исследований, проводимых под руководством ведущих ученых в российских вузах (соглашение № 075-15-2019-1923). В части проектирования и монтажа экспериментального стенда работа выполнена в рамках государственного задания ИТ СО РАН.

Ключевым показателем для пикогидротурбин является их стоимость [1, 2]. В этой связи осевые гидротурбины пропеллерного типа особо привлекают внимание [2, 3]. Их отличают простота конструкции (соответственно, небольшие затраты на изготовление) и высокая быстроходность (высокая частота вращения импеллера). Последнее позволяет применение более легких и дешевых электрогенераторов, которые могут напрямую соединяться через общий вал с рабочим колесом. Практическое использование осевых гидроагрегатов связано с рядом проблем. Уменьшение размеров проточных частей при переходе к небольшим масштабам гидроагрегата повышает опасность изменения режима работы лопаточных элементов из-за различного мусора, часто присутствующего в естественных водных потоках [3]. Еще одна проблема связана с узким диапазоном эффективной работы пропеллерной гидротурбины с фиксированными углами установки лопаток [4]. Эта особенность требует точной настройки режима работы гидротурбины для условий имеющегося водного ресурса. С учетом вышеизложенных обстоятельств целью настоящей работы является экспериментальное исследование характеристик потока за рабочим колесом модельной пикогидротурбины при изменении режимов работы от частичной нагрузки до сильной перегрузки. Акцент сделан на определении физических параметров, характеризующих структуру течения и степень отклонения режима работы от оптимального.

В качестве прототипа пикогидротурбинного агрегата использовалась конструкция с парой осевых лопаточных завихрителей (рис. 1). Первый по потоку неподвижный завихритель играет роль направляющего аппарата. Второй завихритель, имитирующий рабочее колесо, вынужденно вращается с помощью внешнего сервопривода [5, 6]. К выходной части рабочего колеса присоединен обтекатель с диаметром у основания $d = 40$ мм, равным диаметру втулки рабочего колеса. Далее поток поступает в выходной патрубок конической формы, выполняющий функцию отсасывающей трубы. Диаметр конуса D в месте присоединения к секции рабочего колеса составляет 100 мм, угол раскрытия — 4° , длина $L = 280$ мм. Геометрически сложные элементы рабочего участка, такие как лопаточные завихрители, были изготовлены с использованием технологии 3D печати. Расчет геометрии завихрителей производился по методике, описанной в работе [7]. Следуя подходу, обоснование которого представлено в работах [5–7], в качестве рабочей среды использовался атмосферный воздух. В процессе опытов расход воздуха Q изменялся в пределах от 0,03 до 0,09 м³/с, что соответствует диапазону числа Рейнольдса $Re = QD/F\nu$ от $3 \cdot 10^4$ до $9 \cdot 10^4$ (здесь $F = \pi(D^2 - d^2)/4$ — площадь проходного сечения рабочего колеса, ν — кинематическая вязкость воздуха). Частота вращения рабочего колеса фиксировалась на постоянном уровне — $\omega = 238$ рад/с. Измерения распределений скорости выполнялись с использованием двухкомпонентного лазерно-доплеровского анемометра (ЛДА) «ЛАД 06-и» [5, 6]. Оптический блок ЛДА устанавливался на трехкоординатное программно-управляемое устройство для проведения измерений в автоматизированном режиме.

При изменении режима работы гидротурбины от номинального поток на выходе из рабочего колеса становится закрученным. Для того чтобы характеризовать степень закрутки потока в литературе используется параметр крутки потока S , который может быть определен на основе измеренных распределений скоростей (U и W — осевая и тангенциальная компоненты соответственно, R — характерный радиус) [5, 8]: $S_c = \int_0^R UW r^2 dr / \left(R \int_0^R U^2 r dr \right)$.

Для гидротурбины, содержащей вращающийся с постоянной частотой элемент, степень

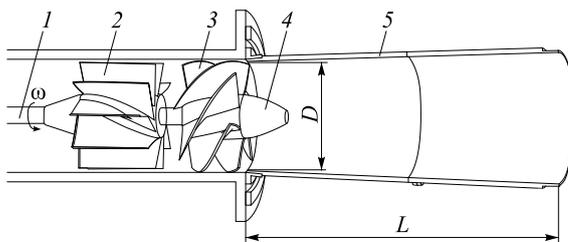


Рис. 1. Схема рабочего участка.
Направление потока слева направо;
1 — вал привода рабочего колеса,
2 — покоящийся завихритель (направляющий аппарат), 3 — вращающийся завихритель (рабочее колесо: вращение по часовой стрелке, если смотреть в направлении потока),
4 — обтекатель,
5 — коническая отсасывающая труба.

закрутки потока может быть вычислена в зависимости от расхода следующим образом [8]:

$$S_c = \frac{DF\omega}{4Q_0} \left(\frac{Q_0}{Q} - 1 \right), \text{ где } Q_0 \text{ — расход для режима с нулевой закруткой.}$$

На рис. 2 представлены примеры полученных характеристик течения. Приведенные данные обезразмерены на параметры течения на выходе из рабочего колеса для режима с нулевой закруткой: через расход Q_0 и среднерасходную скорость $U_0 = Q_0/F$. Значение $Q_0 = 0,053 \text{ м}^3/\text{с}$ было определено на основе экспериментальной зависимости $Q - S_c$. Измерения выполнялись на расстоянии $0,36L$ от начала конической секции с шагом в радиальном направлении 1 мм (на профилях символы показывают каждую вторую измеренную точку). Следует отметить, что при смещении режимов в область частичной нагрузки или перегрузки наблюдается увеличение закрутки потока. Режим с недогрузкой характеризуется направлением закрутки потока, совпадающим с направлением вращения рабочего колеса. В режимах с перегрузкой поток меняет направление закрутки, отражаясь от лопаток рабочего колеса. Характер течения для режимов с недогрузкой и перегрузкой отличается. При $Q < Q_0$ (режимы 1 – 4) наряду с возрастанием закрутки поток отжимается к стенкам канала, а на осевой скорости появляется выраженный центральный минимум, вплоть до появления возвратного течения (рис. 2a). Такая структура потока сопровождается генерацией прецессирующего вихревого жгута, вследствие которого формируется центральный пик в распределениях пульсаций тангенциальной скорости [5], что можно видеть на примере режима 1 (рис. 2c).

Для расходов $Q > Q_0$ (режимы 6 – 9) можно видеть эффект генерации вихря с концентрацией завихренности вблизи центра, о чем свидетельствует рост абсолютного максимума тангенциальной скорости и его приближение к центру (рис. 2b). При этом распределение осевой скорости остается достаточно равномерным, без образования

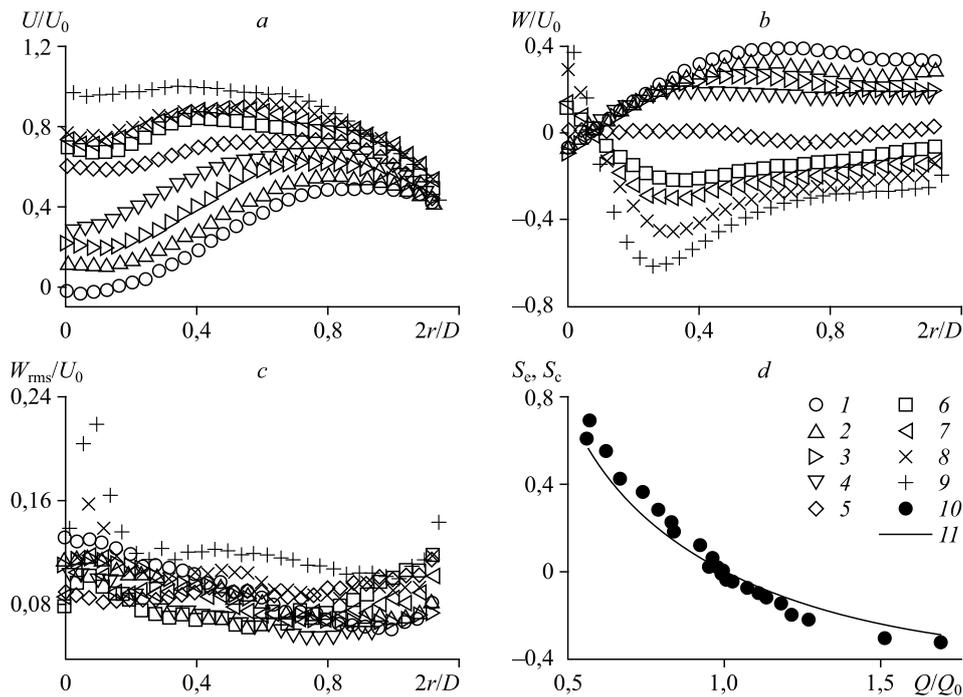


Рис. 2. Характеристики течения в зависимости от расхода при постоянной частоте вращения рабочего колеса: осевая (a) и тангенциальная (b) компоненты скорости, профили пульсаций тангенциальной скорости (c), параметр крутки потока (d).
 a – c: $Q/Q_0 = 0,57$ (1), $0,67$ (2), $0,79$ (3), $0,84$ (4), 1 (5), $1,11$ (6), $1,18$ (7), $1,21$ (8), $1,27$ (9);
 d: 10 — S_c (эксперимент), 11 — S_c (аналитическая зависимость).

заметного центрального минимума. Центральный вихрь совершает низкоамплитудное прецессионное движение, которое проявляется в аномальных центральных пиках на распределениях пульсаций тангенциальной компоненты скорости для режимов 8 и 9 (рис. 2с).

Сравнивая экспериментальную зависимость параметра крутки S_e , полученную интегрированием профилей скоростей, с S_e , вычисленной на основе аналитического выражения, можно констатировать их хорошее согласование (рис. 2д). Практическое значение этого вывода связано с тем, что настройка оптимального режима производится относительно режима с нулевой закруткой (нормальный выход [4]), который может быть достаточно просто определен на основе аналитической зависимости даже по одной измеренной точке.

Экспериментальные данные и аналитическая зависимость демонстрируют похожие тренды: резкое увеличение параметра крутки при уменьшении расхода и замедленный его рост при переходе в область с отрицательной закруткой. Это может быть объяснено отмеченного выше различия эволюции потока при недогрузке и перегрузке. В первом случае параметр крутки потока быстро достигает критического значения 0,5, при котором происходит распад вихря с развитием центрального провала на профиле осевой скорости и оттеснением потока к стенкам канала [5]. Во втором случае параметр крутки не превышает по абсолютному значению 0,4 даже для большой перегрузки, т.е. остается меньше порогового уровня, вследствие чего максимумы тангенциальной скорости находятся вблизи оси потока, а профиль осевой скорости остается равномерным по сечению отсасывающей трубы.

Таким образом, в работе проведены детальные исследования характеристик течения за рабочим колесом модельной пикогидротурбины пропеллерного типа с диаметром рабочего колеса 0,1 м для различных режимов работы, охватывающих условия от частичной нагрузки до сильной перегрузки. Диапазон параметров течения по числу Рейнольдса варьировался от $3 \cdot 10^4$ до $9 \cdot 10^4$, а параметра крутки — от 0,7 до –0,4. С использованием ЛДА выполнены подробные измерения распределений поля течения. Полученные данные позволили связать выявленные особенности развития структуры течения при изменении режима работы установки с характером эволюции интегрального параметра крутки, определяющим состояние закрученного потока. Этот факт может быть использован при разработке рекомендаций для расширения диапазона регулирования режимов работы гидротурбины с сохранением высокой эффективности работы.

Список литературы

1. Lahimer A.A., Alghoul M.A., Sopian K., Amin N., Asim N., Fadhel M.I. Research and development aspects of pico-hydropower // *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2012. Vol. 16. P. 5861–5878.
2. Houghoghi H., Durali M., Kashef A. A new low-cost swirler for axial micro hydro turbines of low head potential // *Renewable Energy*. 2018. Vol. 128, Part A. P. 375–390.
3. Nishi Y., Kobori T., Kobayashi Y., Inagaki T., Kikuchi N. Study on foreign body passage in an ultra-small axial flow hydraulic turbine // *Intern. J. Fluid Machinery and Systems*. 2020. Vol. 13, No. 1. P. 68–78.
4. Смирнов И.Н. Гидравлические турбины и насосы. Уч. пособие для энергетических и политехнических вузов. М.: Высшая школа, 1969. 400 с.
5. Litvinov I., Shtork S., Gorelikov E., Mitryakov A., Hanjalic K. Unsteady regimes and pressure pulsations in draft tube of a model hydro turbine in a range of off-design conditions // *Experimental Thermal and Fluid Sci*. 2018. Vol. 91. P. 410–422.
6. Шторк С.И., Суслов Д.А., Литвинов И.В., Гореликов Е.Ю. Эволюция закрученного течения в модели отсасывающей трубы гидротурбины при переходных режимах работы // *Теплофизика и аэромеханика*. 2020. Т. 27, № 1. С. 159–162.
7. Sonin V., Ustimenko A., Kuibin P., Litvinov I., Shtork S. Study of the velocity distribution influence upon the pressure pulsations in draft tube model of hydro-turbine // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Sci*. 2016. Vol. 49. P. 082020-1–082020-10.
8. Favrel A., Junior J.G.P., Landry C., Müller A., Nicolet C., Avellan F. New insight in Francis turbine cavitation vortex rope: role of the runner outlet flow swirl number // *J. Hydraul. Res*. 2018. Vol. 56, Iss. 3. P. 367–379.

*Статья поступила в редакцию 19 марта 2021 г.,
после доработки — 19 марта 2021 г.,
принята к публикации 18 мая 2021 г.*