

УДК 532.5

DOI 10.25205/2541-9447-2020-15-2-73-83

Поиск оптимальных режимов работы посредством изучения полей скорости в воздушной модели микрогидротурбины

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

¹ *Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН
Новосибирск, Россия*

² *Новосибирский государственный университет
Новосибирск, Россия*

Аннотация

Рассматривается вопрос поиска условий оптимальной работы модели микрогидротурбины. Эксперименты проводились в воздушной среде. Поля скорости были измерены в выходном конусе гидротурбины с помощью системы ЛДА. Показано, что с помощью моделирования течения в воздушной среде, используя интегральный параметр крутки S , можно оперативно выявить оптимальные режим работы турбины при заданных параметрах водного ресурса.

Ключевые слова

закрученный поток, микрогидротурбина, лазерный доплеровский анемометр, оптимальные режимы работы

Источник финансирования

Исследование выполнено при финансовой поддержке РФФИ и Правительства Новосибирской области в рамках научного проекта № 18-48-540033.

Для цитирования

Суслов Д. А., Литвинов И. В., Гореликов Е. Ю., Шторк С. И. Поиск оптимальных режимов работы посредством изучения полей скорости в воздушной модели микрогидротурбины // Сибирский физический журнал. 2020. Т. 15, № 2. С. 73–83. DOI 10.25205/2541-9447-2020-15-2-73-83

The Search of Optimal Operating Regimes by Studying Velocity Fields in an Air Model of a Microhydroturbine

D. A. Suslov^{1,2}, I. V. Litvinov^{1,2}, E. Yu. Gorelikov^{1,2}, S. I. Shtork^{1,2}

¹ *Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS
Novosibirsk, Russian Federation*

² *Novosibirsk State University
Novosibirsk, Russian Federation*

Abstract

This article is devoted to the search for conditions for optimal operation of a microhydroturbine model. The experiments were carried out in air medium. Velocity fields were measured in the outlet cone of a hydraulic turbine using an LDA system. It was shown that by modeling the flow in the air, using the integral swirl parameter S , it is possible to quickly determine the optimal regime of operation of the turbine for the given parameters of the water resource.

Keywords

swirling flow, microhydroturbine, laser Doppler anemometer, optimal operating regimes

Funding

The study was funded by RFBR and the Government of the Novosibirsk Region in the framework of the scientific project No. 18-48-540033.

© Д. А. Суслов, И. В. Литвинов, Е. Ю. Гореликов, С. И. Шторк, 2020

For citation

Suslov D. A., Litvinov I. V., Gorelikov E. Yu., Shtork S. I. The Search of Optimal Operating Regimes by Studying Velocity Fields in an Air Model of a Microhydroturbine. *Siberian Journal of Physics*, 2020, vol. 15, no. 2, p. 73–83. (in Russ.) DOI 10.25205/2541-9447-2020-15-2-73-83

Введение

На сегодняшний день гидроэнергетика – это старейшая область возобновляемой энергетики [1]. Гидроэлектростанции обладают высокой эффективностью и гибкостью при управлении производством энергии. В среднем в мире на долю гидроэнергетики приходится порядка 16 % всей вырабатываемой энергии. Однако в некоторых регионах, таких как Норвегия, Бразилия, Швейцария, Швеция, доля энергии, вырабатываемой на ГЭС, более половины от всей вырабатываемой энергии. Возможности гидроэнергетики в значительной части обусловлены рассматриваемой территорией. На отдельно взятых территориях самая дешевая энергия вырабатывается на малых ГЭС, они неприхотливы и надежны в работе, поскольку выход из строя одного элемента не влечет отключения от электроэнергии значительные территории. Низкая стоимость и малое время установки микроГЭС также делает их привлекательными для использования в отдаленных районах. В России и странах СНГ энергия малых водотоков является наиболее доступной для освоения и преобразования в электрическую, данные водоемы расположены там, где есть потребности в электричестве, а подведение энергии на дальние расстояния невыгодно.

В качестве источников энергии для малых гидроэлектростанций могут использоваться естественные изменения высоты на различных водосбросах, ирригационных системах [2], трубопроводах и промышленных водосбросах [3]. Однако остро стоит вопрос автоматизации управления малых ГЭС, поскольку они располагаются в труднодоступных местностях и должны обслуживаться с минимальным привлечением специалистов. Частичным решением проблемы может быть введение единого, стандартного оборудования. Выбор используемого типа турбины зависит от уровня перепада высот на входе и выходе, от расхода воды, требуемой мощности турбины, степени равномерности потока воды и т. д. [4].

Одной из основных проблем использования микрогидротурбины является ее оптимизация на работу при конкретных полевых условиях. Существует большое количество теоретических и экспериментальных исследований для прогнозирования характеристик микрогидротурбин, основанных на энергетических характеристиках турбин [4]. Данные методы дают широкий диапазон результатов, однако отклонения между результатами, предсказанными этими методами, и экспериментальными данными составляют около 20 % или даже больше. Получается, что данные методы можно использовать только как оценочные. При этом возможно применение иного подхода, основанного на изучении распределений скорости потока. Так, в работе [5] детальное рассмотрение распределений скорости потока путем численного моделирования и экспериментальной верификации позволило оптимизировать геометрическую форму вращающихся элементов микрогидротурбины и тем самым повысить ее КПД.

Увеличение эффективности микрогидротурбин осуществляется через модернизацию элементов проточной части турбины, упрощения конструкций, использование насосов в качестве турбины (pump as turbine, PAT). Интерес представляет подход, основанный на биомиметике, т. е. на исследовании природоподобных технологий. Пример использования таких технологий можно найти в работе [6], где показаны расчетные и экспериментальные исследования эффективности создания на деталях микрогидротурбин специальных “наростов”, подобных наростам на плавниках горбатого кита. “Наросты” позволяют снизить гидравлическое сопротивление, что обеспечивает повышение КПД. Вариантом модернизации кон-

струкции, повышающий КПД микрогидротурбины, может быть добавление направляющих лопастей [7], изменение геометрической формы вращающихся лопастей [8].

В [9] представлена конструкция турбины с поперечным потоком, которая может работать при переменной скорости потока во времени. Регулирование расхода воды, поступающей в турбину, является ключевым вопросом данной статьи. Максимальная эффективность турбины была получена методами численного моделирования из соотношений скоростей на входе и выходе из нее. Методы численного моделирования позволяют выявить места конструкции микрогидротурбин, где идет снижение эффективности работы [10–12], и способы устранения этих проблем.

Эксплуатационные характеристики и экономический анализ турбин с низким напором были рассмотрены в [13]. Дан анализ эффективности различных типов турбин, а также указаны определяющие факторы, которые влияют на их работу и производительность. Авторы также дали указания по выбору наиболее подходящей турбины для использования на различных мини- и микрогидроэлектростанциях.

Тем не менее вопрос об оптимальности работы микрогидротурбин по-прежнему остается открытым, и необходимо разработать рекомендации по созданию оптимальных геометрических граничных условий и режимов работы микрогидротурбины с точки зрения устойчивости потока, минимальных потерь энергии в широком диапазоне регулирования нагрузки гидротурбинного аппарата [14].

Целью работы является разработка модельного эксперимента для поиска оптимальных режимов работы микрогидротурбины пропеллерного типа. На основе анализа средних распределений скорости за рабочим колесом было показано, что с помощью интегрального параметра крутки можно оперативно выявить наиболее эффективный режим работы микрогидротурбины. Этот этап позволит существенно сэкономить время на стадии проектирования оборудования на конкретные полевые условия водного ресурса.

Экспериментальная техника

Экспериментальная установка

В качестве прототипа микрогидротурбинного устройства была выбрана модель турбины пропеллерного типа [4; 7; 15]. Модель микрогидротурбины (рис. 1) состоит из последовательно установленных неподвижного и вращающегося лопаточного завихрителей. Геометрическая форма лопаточных завихрителей и порядок их расположения позволяет имитировать распределение скорости на выходе реальной гидротурбины [16]. Вращающийся завихритель приводится в движение через вал, соединенный с сервоприводом. Пропеллерная турбина имеет высокую быстроходность среди других видов турбин. Это позволяет при малых скоростях потока получать высокую скорость вращения. Высокие обороты турбины приводят к использованию более быстроходных, а значит, более легких и дешевых электрогенераторов. Высокая удельная скорость делает возможным прямое соединение турбины с генератором. Для используемых лопаточных завихрителей численным моделированием было получено [16], что оптимальному режиму с наибольшим КПД (точка ВЕР) соответствует расход $Q_c = 174,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ при частоте вращения завихрителя $n_c = 2273 \text{ об/мин}$. Все части модельного участка были изготовлены с использованием технологии быстрого прототипирования. Диаметр входной части конуса составлял 100 мм, выходной части – 120 мм. Длина конуса составляла 280 мм, угол раствора конуса был равен 4° . Часть стенки конуса была заменена прозрачной пленкой для возможности прохождения лазерных лучей внутрь конуса. Частота вращения завихрителя задавалась с погрешностью 0,5 %. Расход воздуха задавался через частотный преобразователь, который управлял воздуходувкой, далее расход вычислялся из профилей аксиальной компоненты скорости. Усредненные распределения скорости потока были измерены с использованием лазерного доплеровского анемометра “ЛАД-06И”. В качестве частиц-трассеров для засева потока использовались частицы аэрозоля парафи-

нового масла, произведенного атомайзером Ласкина, что позволяет получать капли с характерным размером 1–3 мкм [17]. Воздух в атомайзер подавался компрессором, давление на редукторе компрессора устанавливалось в пределах 2–3 атм., а расход воздуха – около 0,3 л/с. Эта величина выбрана таким образом, чтобы количество частиц парафинового масла, регистрируемых системой ЛДА, было достаточно для быстрого набора статистики. Система “ЛАД-0БИ” измеряет скорость отдельно взятой пролетающей частицы с точностью 0,2 %, что следует из паспорта прибора. На каждую пространственную точку регистрировалось не менее 3 000 достоверных вспышек, что позволяет определять скорость потока в данной точке с доверительным интервалом 99,7 %.

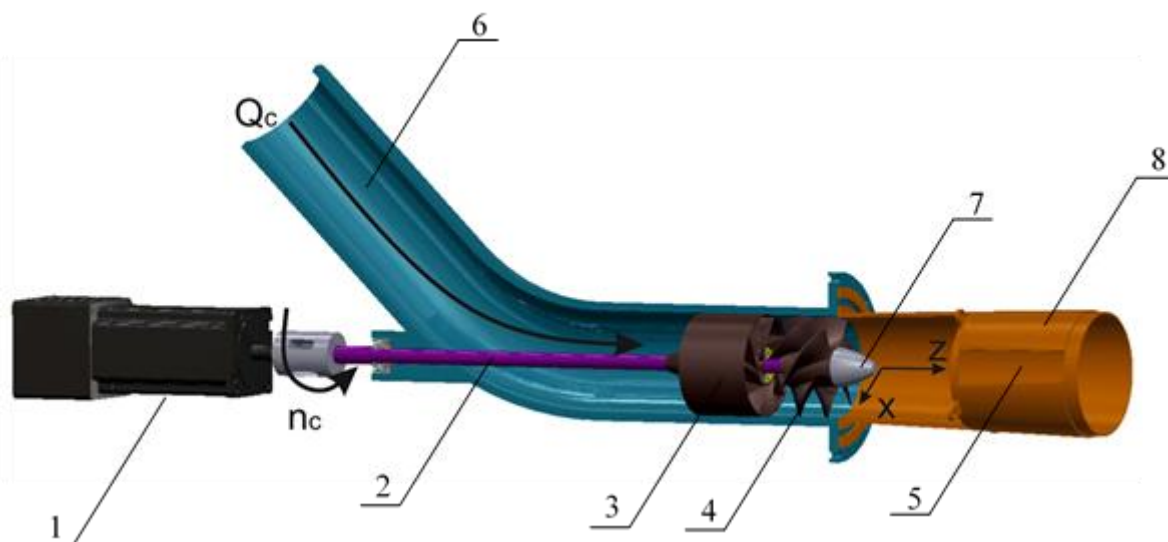


Рис. 1. Экспериментальный стенд:

1 – сервопривод; 2 – вал; 3 – покоящийся завихритель; 4 – вращающийся завихритель;
5 – прозрачное стекло; 6 – труба; 7 – тело обтекания; 8 – конус
Fig. 1. Experimental setup: 1 – servo; 2 – shaft; 3 – stationary swirl; 4 – rotating swirl;
5 – transparent glass; 6 – tube; 7 – body flow around; 8 – cone

Результаты

Анализ профилей скорости при различных расходах

Профили аксиальной и тангенциальной компонент скорости были получены для 24 различных режимов с разными расходами воздуха. Расход варьировался от $0,63Q_c$ до $1,85Q_c$, частота вращения завихрителя всегда оставалась постоянной и равной n_c (2273 об/мин). Распределение скоростей измерялось от дальней стенки конуса до его оси на расстоянии 100 мм от конца тела обтекания. Такие условия были выбраны из соображений удобства и допустимы, поскольку поле скоростей симметрично относительно оси конуса, выделенных направлений нет, а закрутка сохраняется внутри конуса вдоль всего потока [18].

На рис. 2 показаны профили аксиальной и тангенциальной компонент скорости. При расходе $0,63Q_c$ имеем частичную загруженность турбины, возникает небольшая зона рециркуляции, при $x/D < 0,05$ аксиальная скорость отрицательная. Осевой импульс намного слабее углового, и поток отнесен к стенкам конуса, где аксиальная скорость достигает максимума. Тангенциальная скорость показывает наличие вихревого движения по объему конуса.

Для оптимального режима Q_c тангенциальная скорость дважды меняет знак. Относительно близко к оси конуса поток имеет направление вращения против часовой стрелки.

По часовой стрелке поток вращается на периферии, т. е. направление вращения совпадает с направлением вращения завихрителя. В сравнении с двумя другими режимами, модуль тангенциальной скорости всюду близок к нулю, что говорит об очень слабой закрутке потока и отсутствии потерь энергии на образование вихрей.

В режиме перегрузки турбины при расходе $1,85Q_c$ из распределения тангенциальной скорости видно, что в потоке возникает осесимметричный вихрь, размер которого можно оценить как $0,15D$.

Аксиальная скорость при приближении к стенкам конуса снижается во всех трех случаях, а максимумы аксиальной скорости смещаются к центру при увеличении расхода.

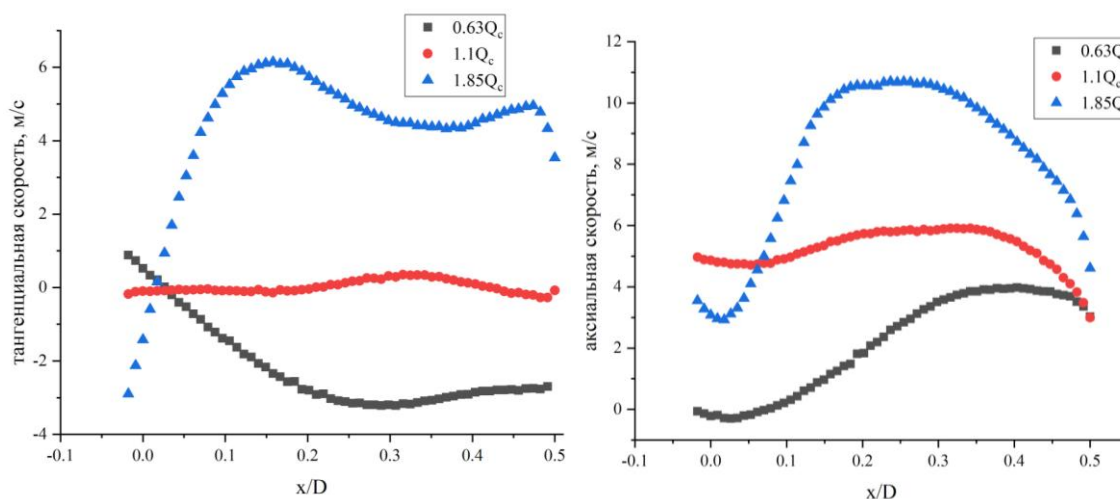


Рис 2. Профили тангенциальной (слева) и аксиальной (справа) компонент скорости в режимах с различными расходами

Fig. 2. Profiles of the tangential (left) and axial (right) velocity components in regimes with different flowrates

На рис. 3 показаны пульсации аксиальной и тангенциальной скорости (среднеквадратичное отклонение скорости) для тех же режимов, что анализировались ранее. При режимах недогрузки и перегрузки максимумы на распределениях пульсаций скорости возникают из-за присутствия нестационарного явления (прецессирующее вихревое ядро) в потоке. Эффект особенно заметен на распределении пульсаций тангенциальной скорости, поскольку вихревое явление дает максимум пульсаций в центре конуса. Естественно считать такие режимы неоптимальными с точки зрения выработки электроэнергии, так как развитие таких когерентных пульсаций потока, безусловно, снижает КПД рабочего колеса. В оптимальном режиме нет выделенных максимумов пульсаций компонент скорости, что подтверждает отсутствие вихревого движения в данном случае.

Анализ зависимости параметра крутки при различных расходах

Для описания неустойчивости вихревых течений, распада вихрей и появления ПВЯ обычно используется интегральный параметр крутки, определяемый как отношение потока момента количества движения в осевом направлении к потоку количества движения в осевом направлении [19]. На практике трудно точно измерить распределение давления, и статическое давление можно аппроксимировать по измеренным тангенциальным скоростям. Однако часто компоненты флуктуирующего импульса также отсутствуют, особенно для оценки параметра закрутки потока. Для практических целей, как правило, опускают как член давления, так и пульсации импульса, и параметр крутки S определяется по формуле

$$S = \frac{\int_0^R UWr^2 dr}{R \int_0^R W^2 r dr},$$

где W и U – осевая и тангенциальная скорости; r – радиальная координата; R – радиус части конуса, в которой измеряется скорость.

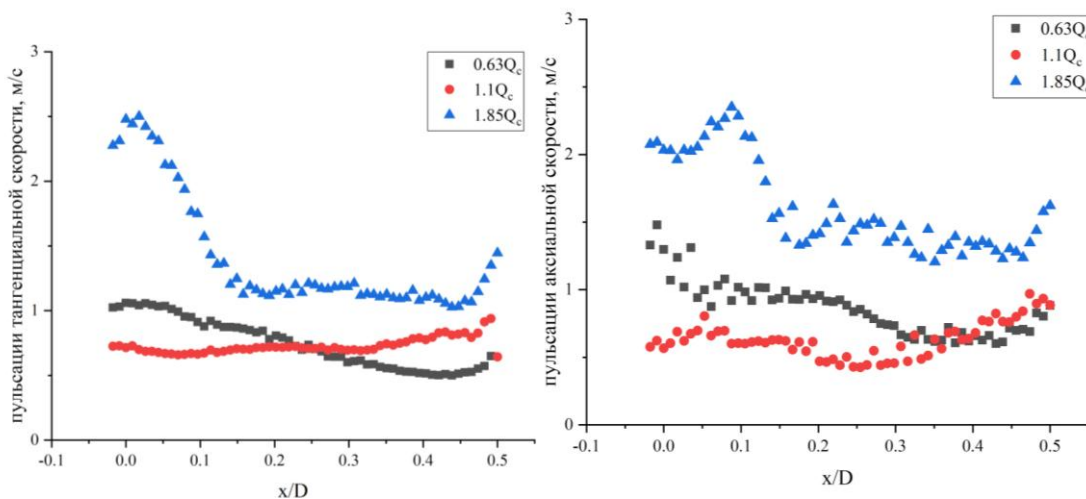


Рис. 3. Профили пульсаций тангенциальной (слева) и аксиальной (справа) компонент скорости в режимах с различными расходами

Fig. 3. Ripple profiles of the tangential (left) and axial (right) velocity components in regimes with different flowrates

На рис. 4 показан график зависимости вычисленного по формуле параметра крутки потока от расхода воздуха. Для вычисления параметра крутки использовались распределения скоростей, полученные с помощью ЛДА. Наблюдается обратно пропорциональная зависимость параметра крутки от расхода. При малых расходах поток сильно закручен, затем при увеличении расхода степень закрутки потока снижается, а при дальнейшем увеличении расхода закрутка потока меняет направление, и параметр крутки также меняет свой знак. Начиная с некоторого момента, увеличение расхода не приводит к изменению параметра крутки, поскольку поток смещается к стенкам конуса. Аналитическая зависимость параметра крутки от расхода при условии малости параметра крутки была получена в работе [20] для другого типа турбины. Видно, что при параметрах крутки от $(-0.2, 0.2)$ есть хорошая согласованность с моделью. При больших расходах происходит заметное отклонение от данной зависимости, поскольку более интенсивный поток в основном расположен на периферии, т. е. прижат к стенкам конуса и реальный параметр крутки выходит на уровень насыщения. Также модель в [20] получена для режимов с высоким КПД турбины, при режимах недогрузки или перегрузки имеется расхождение экспериментальных данных с моделью.

Как видно из рис. 4, расход для $S = 0$ имеет несколько большее значение ($1,1Q_c$), чем расход Q_c , полученный при численном моделировании в [16]. На самом деле присутствие небольшой закрутки в оптимальном режиме работы задается специально для лучшего обтекания конуса отсасывающей трубы [16]. Для модели микрогидротурбины можно ориентироваться на нулевой уровень закрутки как наиболее оптимальный с точки зрения ее работы в целом.

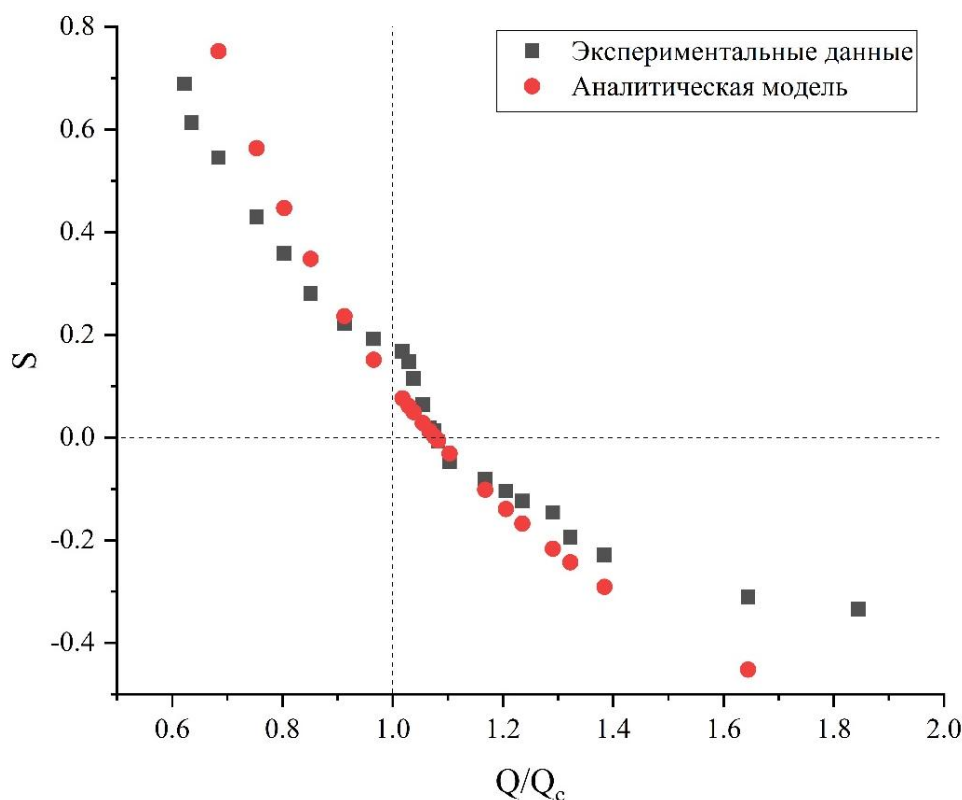


Рис. 4. График зависимости параметра крутки S от расхода воздуха Q , нормированного на расход Q_c . Показаны экспериментальные данные и аналитическая модель [20]

Fig. 4. Graph of swirl number S versus flowrate Q , normalized to flowrate Q_c . Experimental data and analytical model [20] are shown

Поле скоростей в режиме ВЕР

Поскольку мы изучаем оптимальные режимы нестационарных потоков, то представляет интерес построить поле скорости в режиме с нулевой закруткой потока ($S = 0$). На рис. 5 представлены усредненные по времени поля аксиальной и тангенциальной скоростей в центральном продольном сечении конуса. Изучив диаграммы поля скоростей, можно отметить, что основные особенности структуры потока очень похожи на те, которые наблюдаются для модели гидротурбины с отсасывающей трубой в виде поворотного колена [18].

Для оптимального режима аксиальная скорость неизменно направлена вдоль оси z во всей исследуемой области, за исключением незначительной области обратного потока за телом обтекания, которая заканчивается на расстоянии $z < 5$ мм. Распределение тангенциальной скорости при оптимальных условиях с расходом Q_c показывает характер движения потока, состоящего из двух концентрических вихревых потоков, вращающихся в противоположных направлениях (см. две пунктирные линии на рис. 5). Внутренняя часть закрученного потока с поперечным размером около 25 мм, слегка смещенная от центральной оси конуса, вращается в против часовой стрелки, противоположно направлению вращения рабочего колеса. Область внешнего потока разворачивается по часовой стрелке вдоль направления вращения завихрителя.

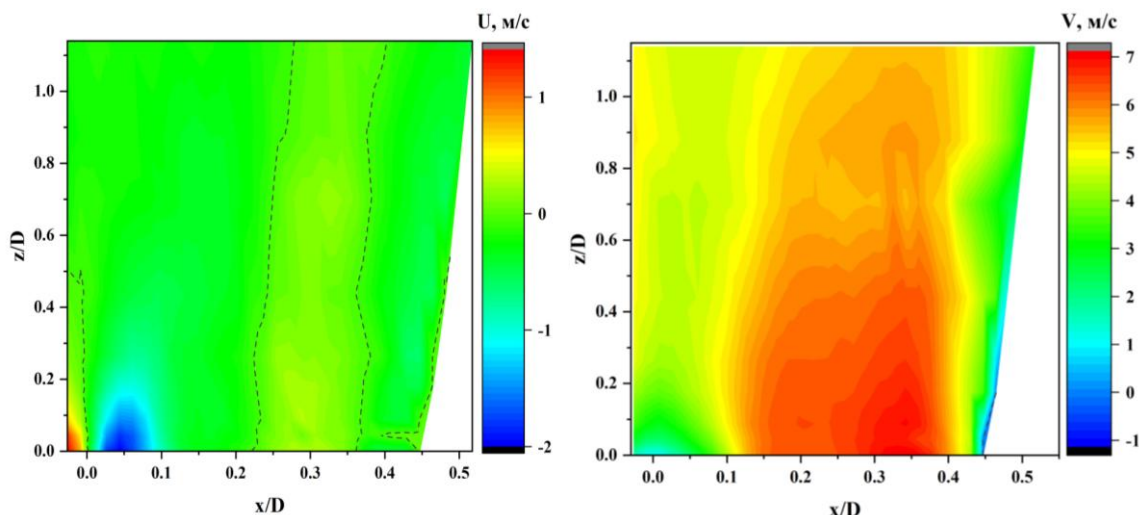


Рис. 5. Распределения тангенциальной (слева) и аксиальной (справа) компонент скорости в оптимальном режиме
 Fig. 5. Distributions of the tangential (left) and axial (right) components of the velocity in the optimal regime

Заключение

Проведено экспериментальное исследование течения в осесимметричной воздушной модели микрогидротурбины в широком диапазоне рабочих параметров. С помощью ЛДА были измерены профили аксиальной и тангенциальной компонент скорости для 24 различных режимов работы. Была найдена зависимость интегрального параметра крутки от расходов в широком диапазоне режимов работы. При высоких параметрах крутки, в этих условиях поток смещается к периферии конуса, где высока аксиальная скорость, в то время как широкая центральная область занята застойным течением. Поэтому общий поток вынужден проходить через узкое кольцевое пространство вдоль стенки конуса. Выявленная сильная закрутка потока при неоптимальных условиях приводят к потерям энергии и снижению эффективности гидротурбины. Для изучения оптимального течения потока было построено поле скорости в режиме нулевой закрутки. Показано, что поток равномерный по аксиальной скорости, при этом происходит изменение направления закрутки потока в центральной области течения.

Таким образом, на основе анализа средних распределений скорости за рабочим колесом было показано, что с помощью интегрального параметра крутки можно оперативно выявить наиболее эффективный режим работы микрогидротурбины. Этот этап позволит существенно сэкономить время на стадии проектирования оборудования на конкретные полевые условия водного ресурса.

Список литературы

1. **Соболин Г. В., Сатункин И. В., Коровин Ю. И.** Проблемы использования малых рек и каналов ирригационных систем в целях развития малой гидроэнергетики // Изв. Оренбург. гос. аграр. ун-та. 2004. Т. 2, № 2-1.
2. **Щедрин В. Н., Бакланова Д. В., Бондаренко В. Л., Лобанов Г. Л.** Оценка перспектив использования малой гидроэнергетики на оросительных системах для обеспечения внутрисистемных потребностей в электроэнергии // Научный журнал Российского НИИ проблем мелиорации. 2017. №. 3 (27).
3. **Попелюх И. А., Жданович А. А.** Анализ мест установки микро-ГЭС в промышленных стоках г. Новосибирска // Наука технологии инновации. 2013. С. 191–194.

4. **Kaunda C. S., Kimambo C. Z., Nielsen T. K.** A technical discussion on microhydropower technology and its turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, vol. 35, p. 445–459.
5. **Nishi Y., Kobayashi Y., Inagaki T., Kikuchi N.** The design method of axial flow runners focusing on axial flow velocity uniformization and its application to an ultra-small axial flow hydraulic turbine. *International Journal of Rotating Machinery*, 2016, vol. 2016.
6. **Дружинин А. А., Орлова Е. С., Волков А. В., Парыгин А. Г., Наумов А. В., Рыженков А. В., Вихлянцев А. А., Šoukal J., Sedlař M., Komárek M., Pochylý F., Rudolf P., Fialová S.** Повышение эффективности малых и микрогидротурбин на основе применения природоподобных технологий для создания автономных источников энергии // Теплоэнергетика. 2019. № 12. С. 1–11.
7. **Yassi Y.** Improvement of the efficiency of the Agnew micro hydro turbine at part loads due to installing guide vanes mechanism. *Energy Conversion and Management*, 2010, vol. 51 (10), p. 1970–1975.
8. **Singh P., Nestmann F.** Experimental optimization of a free vortex propeller runner for micro hydro application. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2009, vol. 33 (6), p. 991–1002.
9. **Sinagra M., Sammartano V., Aricò C., Collura A., Tucciarelli T.** Cross-Flow turbine design for variable operating conditions. *Procedia Engineering*, 2014, vol. 70, p. 1539–1548.
10. **Girma M., Dribssa E.** Flow simulation and performance prediction of Cross-flow turbine using CFD tool. *International Journal of Engineering Research and General Science*, 2014, vol. 2 (6), p. 2091–2730.
11. **Acharya N., Kim C. G., Thapa B., Lee Y. H.** Numerical analysis and performance enhancement of a cross-flow hydro turbine. *Renewable energy*, 2015, vol. 80, p. 819–826.
12. **Khan A. A., Shahzad A., Hayat I., Miah M. S.** Recovery of flow conditions for optimum electricity generation through micro hydro turbines. *Renewable Energy*, 2016, vol. 96, p. 940–948.
13. **Elbatran A. H., Yaakob O. B., Ahmed Y. M., Shabara H. M.** Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015, vol. 43, p. 40–50.
14. **Zhang Y., Liu K., Xian H., Du X.** A review of methods for vortex identification in hydro-turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 81, p. 1269–1285.
15. **Shojaeefard M. H., Mirzaei A., Babaei A.** Shape optimization of draft tubes for Agnew microhydro turbines. *Energy conversion and management*, 2014, vol. 79, p. 681–689.
16. **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. In *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2016, vol. 49, p. 82020.
17. **Echols W. H., Young J. A.** Studies of portable air-operated aerosol generators. Naval research lab. Washington DC, 1963, NRL-5929.
18. **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 Science*, 2018, vol. 91, p. 410–422.
19. **Гупта А., Лилли Д., Сайред Н.** Закрученные потоки. М.: Мир, 1987.
20. **Favrel A., Gomes Pereira Junior J., Landry C., Müller A., Nicolet C., Avellan F.** New insight in Francis turbine cavitation vortex rope: role of the runner outlet flow swirl number. *Journal of Hydraulic Research*, 2018, vol. 56 (3), p. 367–379.

References

1. **Sobolin G., Satunkin I., Korovin Yu.** Problems of using small rivers and canals of irrigation systems for the development of small hydropower. *News of the Orenburg State Agrarian University*, 2004, vol. 2 (2-1), p. 32–35. (in Russ.)

2. **Shchedrin V., Baklanova D., Bondarenko V., Lobanov G.** Assessment of the prospects for the use of small hydropower on irrigation systems to meet the internal needs of electricity. *Scientific Journal of the Russian Research Institute of the Land Reclamation Problems*, 2017, vol. 3 (27) p. 160–178. (in Russ.)
3. **Popelyukh I., Zhdanovich A.** Analysis of the installation sites of micro-hydropower plants in industrial effluents of Novosibirsk. In: *Science, Technology, and Innovation – Materials of the All-Russian Scientific Conference of Young Scientists. In 10 parts. Novosibirsk State Technical University*, 2013, p. 191–94. (in Russ.)
4. **Kaunda C. S., Kimambo C. Z., Nielsen T. K.** A technical discussion on microhydropower technology and its turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, vol. 35, p. 445–459.
5. **Nishi Y., Kobayashi Y., Inagaki T., Kikuchi N.** The design method of axial flow runners focusing on axial flow velocity uniformization and its application to an ultra-small axial flow hydraulic turbine. *International Journal of Rotating Machinery*, 2016, vol. 2016.
6. **Druzhinin A., Orlova E., Volkov A., Parygin A., Naumov A., Ryzhenkov A., Vikhlyantsev A., Šoukal J., Sedlař M., Komárek M., Pochylý F., Rudolf P., Fialová S.** Enhancing the efficiency of small-scale and microhydroturbines using nature-imitation technologies for the development of autonomous energy sources. *Thermal Engineering*, 2019, vol. 12, p. 1–11.
7. **Yassi Y.** Improvement of the efficiency of the Agnew micro hydro turbine at part loads due to installing guide vanes mechanism. *Energy Conversion and Management*, 2010, vol. 51 (10), p. 1970–1975.
8. **Singh P., Nestmann F.** Experimental optimization of a free vortex propeller runner for micro hydro application. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 2009, vol. 33 (6), p. 991–1002.
9. **Sinagra M., Sammartano V., Aricò C., Collura A., Tucciarelli T.** Cross-Flow turbine design for variable operating conditions. *Procedia Engineering*, 2014, vol. 70, p. 1539–1548.
10. **Girma M., Dribssa, E.** Flow simulation and performance prediction of Cross-flow turbine using CFD tool. *International Journal of Engineering Research and General Science*, 2014, vol. 2 (6), p. 2091–2730.
11. **Acharya N., Kim C. G., Thapa B., Lee Y. H.** Numerical analysis and performance enhancement of a cross-flow hydro turbine. *Renewable energy*, 2015, vol. 80, p. 819–826.
12. **Khan A. A., Shahzad A., Hayat I., Miah M. S.** Recovery of flow conditions for optimum electricity generation through micro hydro turbines. *Renewable Energy*, 2016, vol. 96, p. 940–948.
13. **Elbatran A. H., Yaakob O. B., Ahmed Y. M., Shabara H. M.** Operation, performance and economic analysis of low head micro-hydropower turbines for rural and remote areas: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2015, vol. 43, p. 40–50.
14. **Zhang Y., Liu K., Xian H., Du X.** A review of methods for vortex identification in hydro-turbines. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2018, vol. 81, p. 1269–1285.
15. **Shojaeefard M. H., Mirzaei A., Babaei A.** Shape optimization of draft tubes for Agnew microhydro turbines. *Energy conversion and management*, 2014, vol. 79, p. 681–689.
16. **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. In: *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 2016, vol. 49, p. 82020.
17. **Echols W. H., Young J. A.** Studies of portable air-operated aerosol generators. Naval research lab. Washington DC, 1963, NRL-5929.
18. **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 Science*, 2018, vol. 91, p. 410–422.
19. **Gupta A., Lilley D., Syred N.** Swirl flows. Tunbridge Wells, Kent, England, Abacus Press, 1984, 488 p.

20. **Favrel A., Gomes Pereira Junior J., Landry C., Müller A., Nicolet C., Avellan F.** New insight in Francis turbine cavitation vortex rope: role of the runner outlet flow swirl number. *Journal of Hydraulic Research*, 2018, vol. 56 (3), p. 367–379.

*Материал поступил в редколлегию
Received
18.05.2020*

Сведения об авторах / Information about the Authors

Сулов Даниил Андреевич, студент, Новосибирский государственный университет (Новосибирск, Россия); инженер, Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН (Новосибирск, Россия)

Daniil A. Suslov, student, Novosibirsk State University (Novosibirsk, Russian Federation), Engineer, Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS (Novosibirsk, Russian Federation)
d.suslov@g.nsu.ru

Литвинов Иван Викторович, кандидат физико-математических наук, старший научный сотрудник, Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН (Новосибирск, Россия); старший преподаватель, Новосибирский государственный университет (Новосибирск, Россия)

Ivan V. Litvinov, Candidate of Science (Physics and Mathematics), Senior Researcher, Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS (Novosibirsk, Russian Federation); senior lecturer, Novosibirsk State University (Novosibirsk, Russian Federation)
litvinov@itp.nsc.ru
ScopusID 55625102000
ResearcherID A-7914-2014
ORCID 0000-0001-9026-2730

Гореликов Евгений Юрьевич, ассистент, Новосибирский государственный университет (Новосибирск, Россия), аспирант, инженер-исследователь, Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН (Новосибирск, Россия)

Yevgeny Yu. Gorelikov, assistant, Novosibirsk State University (Novosibirsk, Russian Federation), post-graduate student, Research Engineer, Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS (Novosibirsk, Russian Federation)
e.gorelikov@g.nsu.ru

Шторк Сергей Иванович, доктор физико-математических наук, заведующий лабораторией 7.1, Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН (Новосибирск, Россия); главный научный сотрудник, Новосибирский государственный университет (Новосибирск, Россия)

Sergey I. Shtork, Doctor of Science (Physics and Mathematics), Head of the Laboratory 7.1, Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS (Novosibirsk, Russian Federation); Chief Researcher, Novosibirsk State University (Novosibirsk, Russian Federation)
shtork@itp.nsc.ru
ResearcherID N-2634-2013
ORCID 0000-0002-9198-3705