

УДК 532.5

## АНАЛИЗ СТРУКТУРЫ ТЕЧЕНИЯ В МОДЕЛИ МИКРОГИДРОТУРБИННОГО АППАРАТА

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

Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН, 630090 Новосибирск, Россия  
E-mails: shtork@itp.nsc.ru, d.suslov@g.nsu.ru, litvinov@itp.nsc.ru, e.gorelikov@g.nsu.ru

Представлены результаты экспериментальных исследований течения с использованием прототипа микрогидротурбины пропеллерного типа. Опыты проводились на стенде, где в качестве рабочей среды применялся атмосферный воздух. По данным проведенных измерений с использованием двухкомпонентной системы лазерно-доплеровского анемометра получены распределения скоростей за рабочим колесом при изменении в широком диапазоне режимов работы установки. Показано, что созданная модельная микрогидротурбина имеет оптимальные параметры для условий, которые задавались при проектировании, а изменение режима работы установки от номинальных параметров в сторону недогрузки или перегрузки приводит к увеличению остаточной закрутки потока и генерации сильной гидродинамической неустойчивости в форме прецессирующего вихревого жгута. При этом имеют место неравномерное по сечению распределение осевой скорости и повышенный уровень пульсаций потока.

**Ключевые слова:** микрогидротурбины, пропеллерная гидротурбина, гидроэлектростанции, эксперимент, лазерно-доплеровский анемометр, прецессия вихревого жгута.

DOI: 10.15372/PMTF20200515

**Введение.** В настоящее время гидроэнергетика представляет собой старейшую и наиболее развитую область возобновляемой энергетики [1]. На современную гидроэнергетику, основу которой традиционно составляют крупные станции, приходится порядка 17 % производства электроэнергии [2]. Дальнейшее развитие гидроэнергетики ограничивается тем, что в развитых странах потенциал больших рек уже практически полностью задействован, а строительство крупномасштабных гидроэлектростанций (ГЭС) в развивающихся странах сдерживается экономическими причинами и возможным негативным влиянием их на окружающую среду [3]. Поэтому актуальна проблема использования для производства электроэнергии низконапорного гидроэнергетического потенциала малых рек, ручьев, небольших по масштабу гидротехнических сооружений и др. Следует отметить, что в России, обладающей огромными водными ресурсами для микрогидроэнергетики, их использование находится на крайне низком (менее 1 %) уровне [4].

Интерес к использованию распределенной сети небольших станций обусловлен тем, что такие станции являются более адаптированными к меняющимся запросам потре-

---

Проектирование и монтаж экспериментального стенда выполнены в рамках Государственного задания Института теплофизики СО РАН. Измерения распределений скоростей проведены при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований и Правительства Новосибирской области (код проекта 18-48-540033).

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

лей, более устойчивыми к отказам оборудования, поскольку выход из строя одного из многих источников не ведет к тотальным “блэкаутам”, происходящим при остановке крупных электростанций. Небольшие электростанции оказывают меньшее негативное влияние на окружающую среду и поэтому могут быть размещены вблизи потребителей, что уменьшает потери, имеющие место при транспортировке электроэнергии на большие расстояния. В развивающихся странах, где велика доля бедного населения, в том числе живущего в сельской местности или отдаленных районах, использование небольших ГЭС, не требующих больших капитальных затрат для установки, часто является безальтернативной возможностью доступа к достижениям цивилизации [5].

Деление на малую и большую гидроэнергетику достаточно условно, в разных странах приняты различные нормативы, от которых зависит ценовая политика применительно к производству электроэнергии. Микрогидротурбинами обычно называются агрегаты мощностью до 100 кВт [1]. Для микротурбин мощностью менее 10 кВт используется также термин “микротурбины” [5].

Полный цикл проектирования новых гидроагрегатов для больших ГЭС включает расчеты, модельные и натурные испытания [6]. В последнее время при проектировании широко используются методы вычислительной гидродинамики (computational fluid dynamic (CFD)), ставшие основным способом совершенствования гидротурбин [7]. Вследствие чрезвычайной сложности геометрии проточного тракта гидротурбины и гидродинамической структуры течения результаты численного моделирования необходимо верифицировать с использованием эмпирических данных [6]. Для получения надежных экспериментальных данных проводятся модельные измерения интегральных параметров работы агрегата и локальных характеристик течения с использованием оптических бесконтактных методов (particle image velocimetry (PIV)) [8] или лазерно-доплеровского анемометра (ЛДА) [9]. Модельные исследования, имеющие практическую направленность, позволяют, кроме того, открыть новые физические явления, связанные, в частности, с перезамыканием вихревой нити и генерацией вихревого кольца, которое может быть источником значительных скачков давления в отсасывающей трубе гидротурбины [10].

При проектировании микрогидротурбин для заданных режимных значений напора и расхода используются в основном классические одномерные подходы на основе анализа треугольников скоростей на входе в рабочее колесо и на выходе из него [11]. При дальнейшем совершенствовании методов расчета микрогидротурбин с использованием результатов одномерного расчета в качестве первого приближения предполагается применение трехмерного анализа на основе CFD-методов для определения условий обтекания лопаточных элементов и детализации геометрии элементов гидроагрегата [1, 3, 4]. Следует отметить, что верификация результатов расчета проводится, как правило, только на основе замера интегральных характеристик работы микрогидротурбин: напора, расхода, момента на валу рабочего колеса, мощности [4]. Однако для оценки точности расчетов необходимы также экспериментальные данные о распределении потока на различных участках проточного тракта. Заметим, что данных для микрогидротурбинных систем в литературе очень мало. Это обусловлено недостаточным вниманием к данной тематике по сравнению, например, с другими технологиями на основе возобновляемых источников энергии, такими как солнечная энергетика [12]. Этот вывод находится в некотором диссонансе с тем фактом, что микрогидроэнергетика имеет ряд существенных преимуществ перед солнечной или ветровой энергетикой.

В настоящей работе представлены результаты экспериментальных исследований с использованием прототипа микрогидротурбины пропеллерного типа и данные измерений с использованием двухкомпонентной системы ЛДА, включающие распределения скоростей за рабочим колесом при изменении в широком диапазоне режимов работы установки. Мо-

делирование микрогидротурбины проводилось на аэродинамическом стенде, в качестве рабочей среды применялся атмосферный воздух. Данный подход, описанный в работе [13], в настоящей работе реализован с использованием современных измерительных методик и технологии быстрого прототипирования (3D-печати) для изготовления элементов рабочих участков. Полученные результаты предполагается использовать для разработки методов расширения диапазона параметров, при которых микрогидротурбинный аппарат работает устойчиво и эффективно.

**Методика проведения эксперимента.** Эксперименты проводились с использованием автоматизированного экспериментального стенда, где в качестве рабочей среды применялся атмосферный воздух, что является развитием подхода, применявшегося в СССР в 30–50-х гг. XX в. для разработки гидротурбин [13]. Использование в эксперименте воздуха обусловлено меньшими технологическими трудностями при изготовлении экспериментальных участков (уплотнение соединений, прочность конструкции, обеспечение оптического доступа). Возможно, широкому внедрению установок, использующих воздух для моделирования гидромашин, способствовало то, что в указанный период в СССР активно проводились исследования в области аэрогазодинамики, связанные, в свою очередь, с потребностями интенсивно развивающейся авиационной техники [14] (были созданы крупные аэродинамические стенды и методики для аэродинамических экспериментов).

В рассматриваемом случае применение воздуха позволило использовать 3D-печать на основе доступных пластиковых материалов для оперативного и точного воспроизведения геометрии сложных элементов рабочего участка.

Выбор типа гидротурбины определяется параметрами используемых гидроресурсов. В высоконапорных ГЭС более часто используются радиально-осевые турбины Фрэнсиса [8]. При малых напорах, используемых в микрогидротурбинах, распространение получили поворотные лопастные турбины Каплана, или турбины пропеллерного типа [5]. Турбины Фрэнсиса и Каплана имеют достаточно сложную конструкцию, соответственно, дороги в изготовлении, поэтому их использование экономически оправданно только на крупных станциях. В качестве гидроагрегата для небольших станций представляют интерес пропеллерные турбины [3, 4, 11], которые имеют простую конструкцию и изготовление которых можно существенно удешевить. Кроме того, пропеллерные турбины являются более быстроходными (имеют высокую скорость вращения), что позволяет использовать более легкие и дешевые электрогенераторы, напрямую соединяя их с турбиной через общий вал [12].

Однако гидротурбины пропеллерного типа с фиксированным углом установки лопаток имеют недостаток, обусловленный узким диапазоном эффективной работы, что приводит к значительному уменьшению коэффициента полезного действия (КПД) при изменении режима работы. Это характерно также для систем ПАТ (pump-as-turbine), разработанных на основе серийно выпускаемых насосов и являющихся недорогой альтернативой обычным гидротурбинам [1]. Для улучшения показателей пропеллерных микрогидротурбин предлагаются различные технические решения для подстройки турбины к изменению режимных условий путем регулирования угла установки лопаток [1, 11], как, например, в турбинах Каплана. Также предлагается уменьшить потери энергии в турбине путем установки на кромках лопаток дополнительных элементов в виде наростов [4].

В настоящей работе в качестве прототипа микрогидротурбины выбрана пропеллерная турбина с парой осевых лопаточных элементов (рис. 1). На рабочий участок поток поступает через входной патрубок, а затем, минуя поворотное колено, проходит через первый неподвижный лопаточный завихритель, выполняющий роль направляющего аппарата. За ним следует вращающийся элемент — рабочее колесо с присоединенным обтекателем, диаметр нижней части которого равен 40 мм, высота — 39 мм. За рабочим колесом установ-

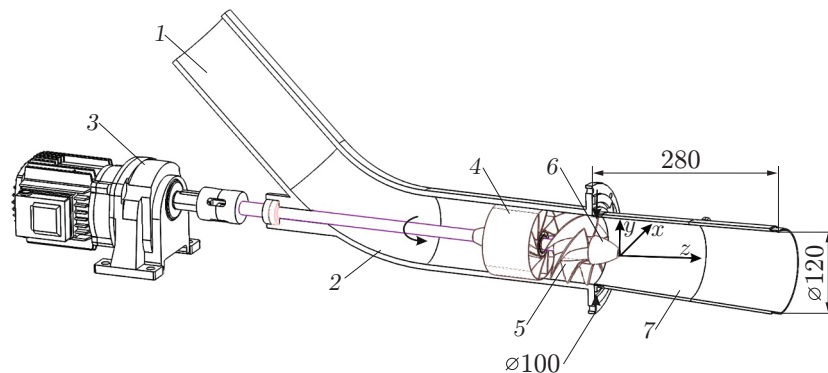


Рис. 1. Схема модели микрогидротурбины:

1 — входной патрубок, 2 — вал привода рабочего колеса, 3 — сервопривод, 4 — неподвижный завихритель (направляющий аппарат), 5 — вращающееся рабочее колесо, 6 — обтекатель рабочего колеса, 7 — выходной патрубок (коническая отсасывающая труба)

лен выходной патрубок в виде конуса, выполняющего роль отсасывающей трубы. Диаметр входной части конуса (в сечении выходных кромок рабочего колеса) составляет 100 мм, выходной части — 120 мм, длина конуса равна 280 мм, угол его раствора —  $4^\circ$ . Часть стенки конуса выполнена из прозрачного материала для обеспечения оптической доступности в области течения в отсасывающей трубе. Вращающийся завихритель приводится в движение через вал, соединенный с внешним сервоприводом. Геометрия завихрителей рассчитана [15] из условия достижения режима с наибольшим КПД (best efficiency point (БЕР)) при расходе  $Q_c = 174,6 \text{ м}^3/\text{ч}$  и частоте вращения завихрителя  $n_c = 2273 \text{ об/мин}$ . Основные элементы модельного участка были изготовлены из пластика с использованием технологии 3D-печати.

Подача воздуха в исследуемую модель осуществлялась с помощью дутьевого вентилятора. В аэродинамическом контуре установлена расширительная секция с успокоительными решетками и конфузуром для выравнивания потока перед рабочим участком. Расход воздуха изменялся с помощью частотного преобразователя, подключенного к двигателю вентилятора, и измерялся с помощью термоанемометрического датчика, установленного в выходном сечении конфузора. Термоанемометрические измерения расхода дополнительно проверялись путем интегрирования профиля осевой скорости в контрольном сечении.

Для измерения распределения скорости использовалась двухкомпонентная система ЛДА “ЛАД 06-и”. В качестве частиц-трассеров для засева потока использовались капли парафинового масла, произведенные атомайзером Ласкина, позволяющим получать аэрозоль с характерным размером частиц  $1 \div 3 \text{ мкм}$  [9]. В процессе измерений в каждой пространственной точке регистрировалось не менее 3000 достоверных вспышек.

**Результаты исследования и их обсуждение.** На рис. 2 представлены профили осевой  $U$  и тангенциальной  $V$  ( $U, V$  — проекции вектора скорости на оси  $z$  и  $y$  соответственно) компонент скорости в сечении  $z = 100 \text{ мм}$ . Значения расхода  $Q$  изменялись в диапазоне от  $0,63Q_c$  (частичная нагрузка) до  $1,85Q_c$  (перегрузка), а частота вращения рабочего колеса фиксировалась при значении  $n_c = 2273 \text{ об/мин}$ . Измерения проводились вдоль оси  $x$  на участке от дальней стенки до центра канала. Скорости нормировались на среднерасходную скорость  $U_0$  для указанного расхода и координаты измерительного сечения  $z = 100 \text{ мм}$ , а значения координаты  $x$  относились к диаметру канала  $D$  в этом измерительном сечении ( $D = 114 \text{ мм}$ ). На рис. 2 видно, что в режиме БЕР (кривая 4) реализуется практически нормальный выход с равномерным по сечению распределением

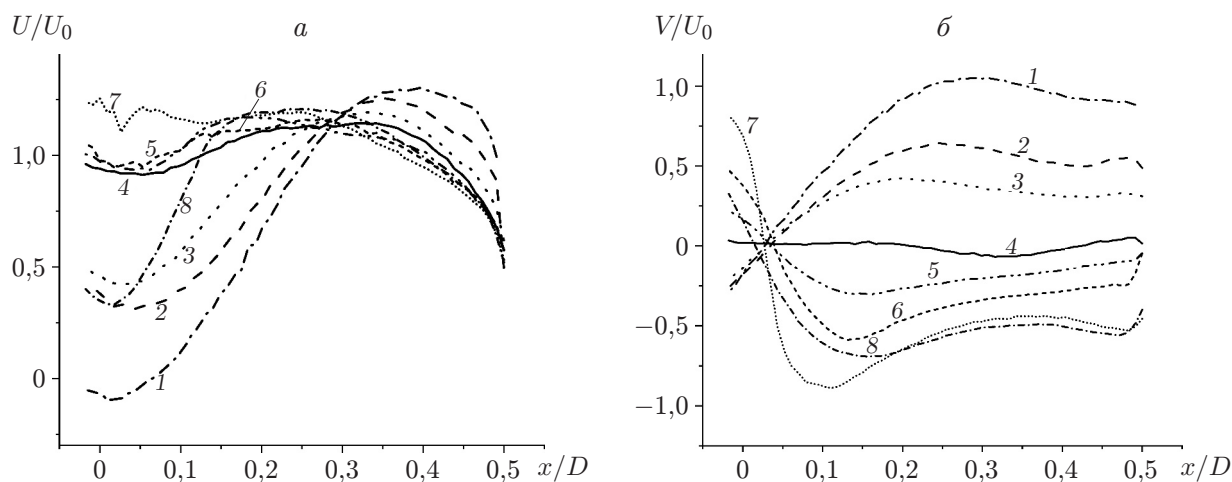


Рис. 2. Профили осредненных по времени осевой (а) и тангенциальной (б) компонент скорости за рабочим колесом модельной микрогидротурбины при различных значениях расхода  $Q$ :

1 —  $Q = 0,64Q_c$ , 2 —  $Q = 0,8Q_c$ , 3 —  $Q = 0,91Q_c$ , 4 —  $Q = Q_c$ , 5 —  $Q = 1,21Q_c$ , 6 —  $Q = 1,32Q_c$ , 7 —  $Q = 1,64Q_c$ , 8 —  $Q = 1,84Q_c$

осевой скорости и близкой к нулю тангенциальной скоростью. При изменении режимов в области недогрузки или перегрузки происходит увеличение закрутки потока. При этом в режимах с недогрузкой направление закрутки потока совпадает с направлением вращения рабочего колеса. Это означает, что закрученный в направляющем аппарате поток лишь частично взаимодействует с рабочим колесом и выходит в отсасывающую трубу без существенного изменения закрутки. В режимах с перегрузкой рабочее колесо движется медленнее потока, поэтому поток меняет направление закрутки, отражаясь от лопаток рабочего колеса. Изменения структуры потока при отклонении от режима ВЕР показаны на рис. 3, где представлены распределения величины угла  $\alpha$  относительно продольной оси  $z$ , под которым поток движется в двумерной плоскости ( $y, z$ ). Эти распределения рассчитаны на основе распределений осевой и тангенциальной компонент скорости (см. рис. 2). Видно, что в режиме ВЕР значения углов  $\alpha$  близки к нулю, в режимах недогрузки или перегрузки углы  $\alpha$  достигают максимальных значений ( $\alpha \approx 45^\circ$ ), когда уровень тангенциальной скорости становится сопоставимым с осевой составляющей.

При увеличении тангенциальной скорости в случаях недогрузки или перегрузки поток оттесняется к стенкам конуса и на профилях осевой скорости появляется центральный провал. Эти эффекты, являющиеся следствием распада вихря, как правило, сопровождаются генерацией гидродинамической неустойчивости в форме прецессирующего вихревого жгута. В гидравлических моделях вихревой жгут визуализируется за счет образования вследствие кавитации тонкой газовой полости в виде спиральной нити [10]. Прецессирующий жгут генерирует интенсивные пульсации потока, которые регистрируются акустическими датчиками [9] и проявляются в распределениях среднеквадратичных пульсаций осевой  $U_{RMS}$  и тангенциальной  $V_{RMS}$  скоростей (рис. 4). Наиболее показательными являются профили пульсаций тангенциальной скорости  $V_{RMS}$ , имеющие пики вблизи координаты  $x = 0$  во всех режимах, кроме режима ВЕР (см. рис. 4, б). По этим пикам, появляющимся вследствие того, что прецессирующий вихрь индуцирует неосесимметричное мгновенное поле течения [9], можно выявить режимы, при которых генерируется сильная неустойчивость течения. Результаты анализа распределений пульсационной составляющей скорости потока показывают, что режим ВЕР характеризуется равномерностью профилей по сечению и отсутствием областей с повышенным уровнем пульсаций.

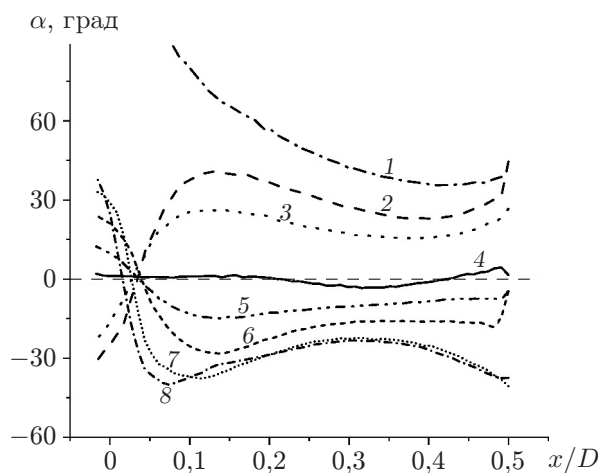


Рис. 3. Радиальные распределения угла выхода потока из рабочего колеса при различных значениях расхода  $Q$  (обозначения те же, что на рис. 2)

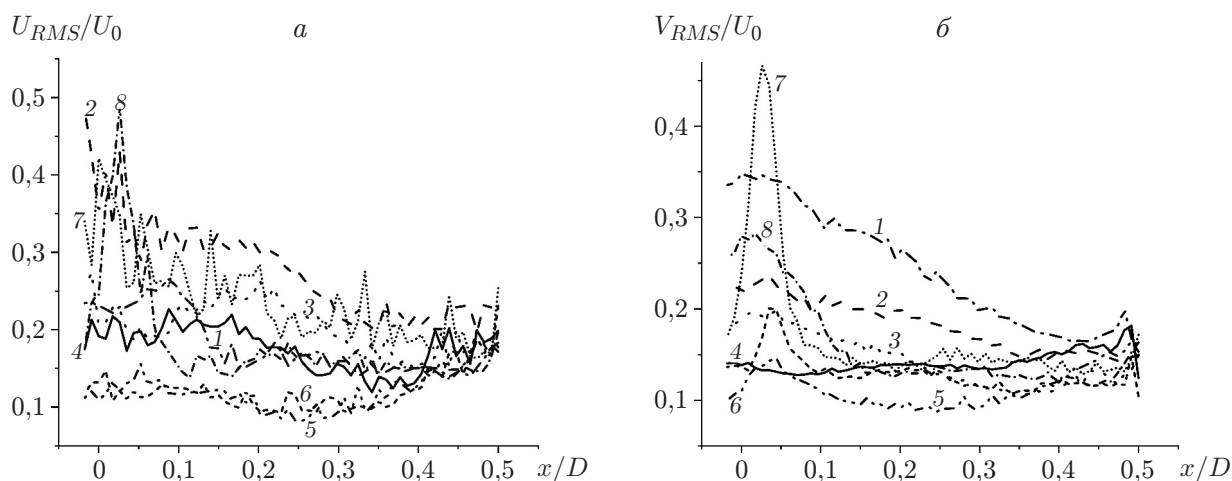


Рис. 4. Профили пульсационных составляющих скорости за рабочим колесом модельной микрогидротурбины при различных значениях расхода  $Q$ :

$a$  — осевая компонента,  $b$  — тангенциальная компонента (обозначения те же, что на рис. 2)

На рис. 5 показано распределение скоростей для режима ВЕР в различных сечениях отсасывающей трубы на участке приблизительно от среза обтекателя рабочего колеса ( $z = 0,017H$ ) до середины конуса ( $z = 0,5H$ ) (скорости обезразмерены на среднерасходную скорость  $U_0$ , которая использовалась для сечения  $z = 100$  мм и режима ВЕР на рис. 2). Значения координаты  $x$  отнесены к диаметру канала в данном сечении (диаметр  $D$  разный для разных сечений). Видно, что на профиле для ближних к обтекателю сечений наблюдается влияние следа, проявляющееся в виде провалов. Далее, вниз по потоку, распределения осевой скорости выравниваются, однако в дальних сечениях наблюдается тенденция отсоединения потока от стенки конуса. Из рис. 5,  $b$  следует, что внутренний поток, имеющий закрутку, направление которой совпадает с направлением вращения рабочего колеса, окружен кольцевым потоком, закрученным в противоположном направлении. Вблизи стенки конуса формируется слабозакрученная кольцевая область, где направление закрутки также совпадает с направлением вращения рабочего колеса. В целом тангенци-

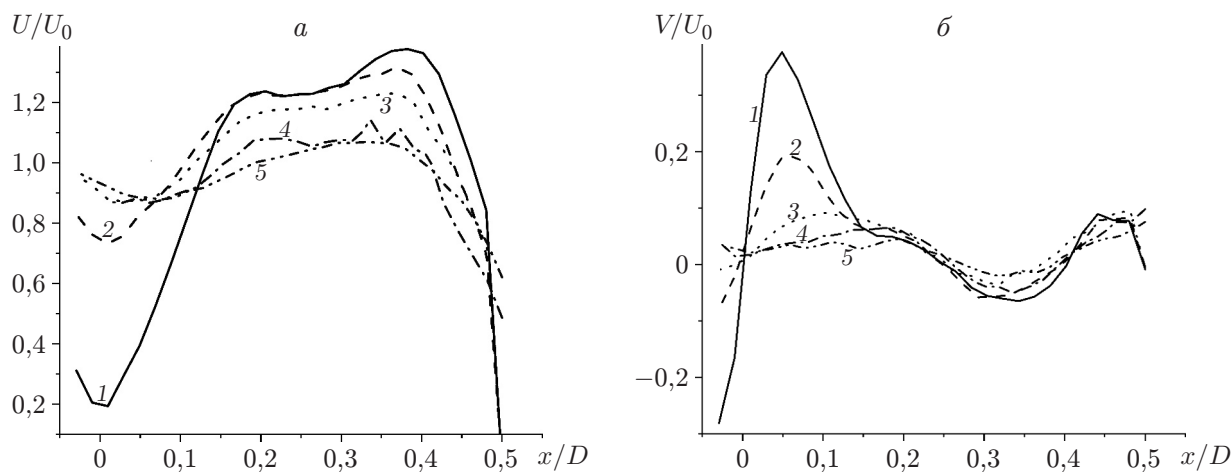


Рис. 5. Профили осредненных по времени осевой (а) и тангенциальной (б) компонент скорости для режима  $Q = Q_c$  (режим ВЕР) при длине отсасывающей трубы  $H = 280$  мм и различных значениях координаты сечения этой трубы: 1 —  $z = 0,017H$ , 2 —  $z = 0,05H$ , 3 —  $z = 0,2H$ , 4 —  $z = 0,3H$ , 5 —  $z = 0,5H$

альные скорости малы, некоторое отклонение наблюдается в области непосредственно за обтекателем, который, очевидно, дополнительно закручивает воздух в ближнем следе. При увеличении расстояния от обтекателя тангенциальная скорость быстро уменьшается.

**Закключение.** Таким образом, результаты проведенных исследований подтверждают, что созданная модельная микрогидротурбина имеет оптимальные параметры для условий, которые задавались при проектировании. Результаты измерений поля скорости в отсасывающей трубе свидетельствуют о том, что за рабочим колесом формируется равномерно распределенный осевой поток с малой величиной остаточной закрутки, а также о низком уровне пульсаций и равномерном распределении пульсационной составляющей скорости в поперечном и продольном направлениях. Исходя из этого можно предположить, что устройство будет отличаться высокой эффективностью и устойчивостью работы. Вместе с тем изменение режима работы установки от номинальных параметров в сторону недогрузки или перегрузки приводит к увеличению остаточной закрутки потока и генерации сильной гидродинамической неустойчивости в форме прецессирующего вихревого жгута, что сопровождается неравномерным по сечению распределением осевой скорости и повышенным уровнем пульсаций потока. Это приведет к дополнительному уменьшению КПД в нерасчетных режимах за счет уменьшения коэффициента восстановления давления в отсасывающей трубе и потерь энергии вследствие диссипации крупномасштабных когерентных структур. Поэтому дальнейшие исследования должны быть направлены на расширение диапазона параметров, при которых работа микрогидротурбинного аппарата будет устойчивой и эффективной, путем обеспечения равномерности распределения потока и подавления неустойчивости течения.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Qian Z., Wang F., Guo Z., Lu J. Performance evaluation of an axial-flow pump with adjustable guide vanes in turbine mode // *Renewable Energy*. 2016. V. 99. P. 1146–1152.
2. Фортвов В. Е., Попель О. С. Состояние развития возобновляемых источников энергии в мире и в России // *Теплоэнергетика*. 2014. № 6. С. 4–13.

3. **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 // Intern. J. Rotat. Machinery. 2016. V. 2016. Article ID 5390360.
4. **Дружинин А. А., Орлова Е. С., Волков А. В. и др.** Повышение эффективности малых и микрогидротурбин на основе применения природоподобных технологий для создания автономных источников энергии // Теплоэнергетика. 2019. № 12. С. 1–11.
5. **Williamson S. J., Stark B. H., Booker J. D.** Low head pico hydro turbine selection using a multi-criteria analysis // Renewable Energy. 2014. V. 61. P. 43–50.
6. **Trivedi C., Dahlhaug O. G.** A comprehensive review of verification and validation techniques applied to hydraulic turbines // Intern. J. Fluid Machinery Systems. 2019. V. 12, N 4. P. 345–367.
7. **Minakov A. V., Platonov D. V., Litvinov I. V., et al.** Vortex ropes in draft tube of a laboratory Kaplan hydroturbine at low load: an experimental and LES scrutiny of RANS and DES computational models // J. Hydraulic Res. 2017. V. 55, N 5. P. 668–685.
8. **Favrel A., Müller A., Landry C., et al.** Study of the vortex-induced pressure excitation source in a Francis turbine draft tube by particle image velocimetry // Experiments Fluids. 2015. V. 56. P. 1–15.
9. **Litvinov I., Shtork S., Gorelikov E., et al.** Unsteady regimes and pressure pulsations in draft tube of a model hydro turbine in a range of off-design conditions // Experiment. Thermal Fluid Sci. 2018. V. 91. P. 410–422.
10. **Skripkin S. G., Tsoy M. A., Kuibin P. A., Shtork S. I.** Study of pressure shock caused by a vortex ring separated from a vortex rope in a draft tube model // Trans. ASME. J. Fluids Engng. 2017. V. 139, N 8. 081103.
11. **Иванов В. М., Иванова Т. Ю., Жданов Е. П. и др.** Методика расчета проточной части осевой гидротурбины новой оригинальной конструкции // Ползунов. вестн. 2009. № 4. С. 253–258.
12. **Kaunda C. S., Kimambo C. Z., Nielsen T. K.** A technical discussion on microhydropower technology and its turbines // Renewable Sustainable Energy Rev. 2014. V. 35. P. 445–459.
13. **Повх И. Л.** Моделирование гидравлических турбин в воздушных потоках. М.; Л.: Госэнергоиздат, 1955.
14. **Фомин В. М., Меламед Б. М.** Выдающийся механик XX века (к 150-летию со дня рождения С. А. Чаплыгина) // Теплофизика и аэромеханика. 2019. Т. 26, № 2. С. 167–174.
15. **Sonin V., Ustimenko A., Kuibin P., et al.** Study of the velocity distribution influence upon the pressure pulsations in draft tube model of hydro-turbine // IOP Conf. Ser.: Earth Environment. Sci. 2016. V. 49. 082020.

*Поступила в редакцию 5/VI 2020 г.,  
после доработки — 5/VI 2020 г.  
Принята к публикации 29/VI 2020 г.*