

**П. А. Куйбин<sup>1</sup>, И. В. Литвинов<sup>1,2</sup>, В. И. Сонин<sup>3</sup>  
А. С. Устименко<sup>3</sup>, С. И. Шторк<sup>1,2</sup>**

<sup>1</sup> *Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН  
пр. Акад. Лаврентьева, 1, Новосибирск, 630090, Россия*

<sup>2</sup> *Новосибирский государственный университет  
ул. Пирогова, 2, Новосибирск, 630090, Россия*

<sup>3</sup> *Ленинградский металлический завод «Силовые машины-ЛМЗ»  
ул. Ватутина, 3, Санкт-Петербург, 195009, Россия*

*litvinov@itp.nsc.ru*

## **МОДЕЛИРОВАНИЕ УСЛОВИЙ ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА НА ВХОДЕ В ОТСАСЫВАЮЩУЮ ТРУБУ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ГИДРОТУРБИНЫ \***

Одним из основных источников мощных пульсаций давления в проточной части гидротурбин на режимах частичной или форсированной нагрузки является прецессирующий вихревой жгут, который образуется в отсасывающей трубе вследствие высокой остаточной закрутки потока на выходе из рабочего колеса. Для исследования влияния условий потока на выходе из рабочего колеса гидротурбины на уровень пульсаций давления в отсасывающей трубе использовались методы численного и экспериментального моделирования. Численные расчеты показали, что распределения скорости на входе в отсасывающую трубу, соответствующие различным режимам работы реальных турбин, можно воспроизводить с помощью комбинации двух лопаточных решеток – ротора и статора. Экспериментальная верификация численных результатов была проведена на воздушном стенде с применением метода 3D-печати для изготовления лопаточных решеток и модели отсасывающей трубы. Измерения полей скорости на входе в конус отсасывающей трубы с помощью лазерно-доплеровского анемометра и уровня пульсаций давления с помощью акустических датчиков позволили построить корреляции между характером распределений скорости и амплитудно-частотными характеристиками пульсаций потока, обусловленных прецессирующим вихревым жгутом.

*Ключевые слова:* отсасывающая труба, гидротурбина, прецессирующий вихревой жгут, пульсации давления, лазерно-доплеровская анемометрия, численное моделирование, эксперимент.

### **Введение**

Актуальная задача гидроэнергетики – это расширение диапазона устойчивой и надежной эксплуатации ГЭС, в том числе в области неоптимальных режимов работы гидротурбины. Известной проблемой, приводящей к снижению эффективности и безопасности

работы гидроагрегата, является формирование вихревого жгута в конусе отсасывающей трубы (ОТ) гидротурбины (ОТ – часть гидротурбинного тракта, отводящая воду после рабочего колеса в нижний бьеф [1]). Вихревой жгут порождает сильные периодические пульсации давления, а из-за присутствия поворотного колена в конструкции

---

\* Экспериментальные исследования распределения скоростей и пульсаций давления, выполненные И. В. Литвиновым и С. И. Шторком, поддержаны Российским научным фондом (грант № 14-29-00203)

*Куйбин П. А., Литвинов И. В., Сонин В. И., Устименко А. С., Шторк С. И.* Моделирование условий закрученного потока на входе в отсасывающую трубу для различных режимов работы гидротурбины // Вестн. Новосиб. гос. ун-та. Серия: Физика. 2016. Т. 11, № 1. С. 56–65.

От пульсации распространяются по всему проточному тракту гидротурбины [2; 3]. В связи с этим необходимо разрабатывать методики, позволяющие предсказывать и прогнозировать развитие данного эффекта при нерасчетных режимах работы гидроагрегата.

### Методика моделирования

В настоящее время основным инструментом для проектирования и оптимизации геометрии отсасывающих труб гидротурбин являются методы компьютерного моделирования (CFD) [4–7], но неоднозначность выбора моделей турбулентности в закрученном потоке не дают должной уверенности в результатах расчетов. Это предполагает дополнительную верификацию численных кодов на основе эмпирических данных. Проведение детальных экспериментальных исследований на натуральных турбинах невозможно или представляет собой большую сложность. Выходом из этой ситуации является использование уменьшенных лабораторных моделей [8–10]. При этом в связи с широким развитием численных методов на первый план выходит не задача непосредственного перенесения результатов, полученных на модельной установке, на натурные условия, а возможность провести верификацию численных методов в большом диапазоне изменения параметров течения. Такой диапазон может быть обеспечен при проведении экспериментального моделирования, где модели являются упрощенными, но, тем не менее, повторяют все особенности натурной проточной части гидротурбины. Для достоверности эксперимента важно также не вносить существенных возмущений в поток, т. е. использовать бесконтактные методы исследования, такие как LDA и PIV [11–13].

В работах [14–16] показана возможность физического моделирования без воспроизведения геометрии всего тракта гидротурбины (спиральной камеры, статорных колонн, направляющего аппарата).

Предварительный анализ существующих и возможных распределений скорости в гидротурбинах позволил выбрать требуемые распределения скоростей на выходе из рабочего колеса. Для режимов, соответствующих точке оптимума, характерно почти равномерное распределение осевой компо-

ненты скорости. Окружная компонента имеет небольшую величину на периферии и почти отсутствует у втулки.

В данной работе создание распределения скорости, близкого к распределению за реальной гидротурбиной, осуществляется с помощью системы двух лопаточных решеток. Одна из решеток располагается неподвижно (статор) и выполняет функцию спиральной камеры и направляющего аппарата гидротурбины (на нее равномерно натекает поток с объемным расходом  $Q$ , м<sup>3</sup>/ч). Вторая решетка (ротор) вынужденно вращается с частотой  $n$  (об./мин), являясь аналогом рабочего колеса гидротурбины. В рамках данной работы была разработана методика, позволяющая проектировать решетки, обеспечивающие заданное распределение скорости с хорошей точностью. Таким образом, с помощью выбора значений параметров  $Q$ ,  $n$  и проектирования соответствующих лопаточных решеток имитировались различные режимы работы гидротурбины.

Еще одним существенным упрощением при экспериментальном моделировании является замена водной среды на воздушную [17; 18]. Это позволяет производить монтаж установки, не сталкиваясь с проблемой надежной герметизации соединений, и оперативно вносить изменения в геометрию отсасывающей трубы. При этом конструктивные элементы рабочих участков не подвергаются сильным динамическим нагрузкам, что, в свою очередь, позволяет использовать доступные пластиковые материалы. В нашей работе использован метод быстрого прототипирования на основе 3D-печати для создания модели отсасывающей трубы, а также решеток лопаток. Таким образом, данный подход открывает новые возможности при проведении модельного эксперимента для получения массивов опытных данных, необходимых как для оптимизации проточной части гидротурбин, так и для верификации численных кодов.

На первом этапе работы были выбраны необходимые моделируемые распределения скорости, соответствующие оптимальным режимам работы гидротурбин (геометрия № 4 и 9 в табл. 1). Исходя из выбранных распределений в первом приближении определялась форма и количество лопаток неподвижной и вращающейся решеток (рис. 1, а). Рассматривались различные варианты, соответствующие турбинам типа ПЛ30 (пово-

Таблица 1

Основные параметры спроектированных лопаточных решеток  $D = 100$  мм

№ геометрии	Тип турбины	Втулочное отношение $d/D$	Количество лопаток		$Q_n$ , м <sup>3</sup> /ч	$n$ , об./мин
			статора	ротора		
4	ПЛ30	0,4	10	6	175	2 500
9	РО115	0,2	10	5	175	2 432

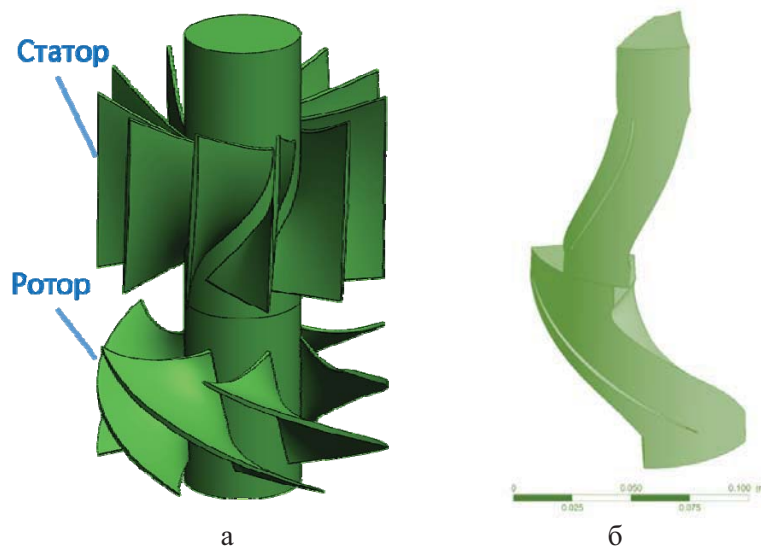


Рис. 1. Расчеты течения за комбинацией статора и ротора:  
 а – общий вид решеток лопаток; б – область расчета течения

ротно-лопастная) и турбинам типа РО115 (радиально-осевая), основным отличием которых является разное втулочное отношение.

Варианты завихрителей отличались распределениями по радиусу тангенциальной и осевой составляющих вектора скорости сразу за кромками вращающегося колеса. По результатам расчетов пространственного турбулентного течения воды в завихрителе строились фактические распределения скоростей сразу на выходе из ротора. На основе анализа результатов расчета течения в исходную геометрию вносились изменения для обеспечения более точного соответствия фактических скоростей, заданных при исходном проектировании.

Для проведения расчетов течения через систему статора и ротора использовалась программа ANSYS Fluent. Расчеты проводились в стационарной циклической постановке для решеток диаметром 100 мм. Область расчета (рис. 1, б) состояла из сег-

мента направляющего аппарата и сегмента рабочего колеса. Расчетная сетка – блочно-структурированная (построена в программе ANSYS TurboGrid), размер – около 250 тысяч ячеек на сегмент. В качестве рабочей среды расчета использовалась вода. Расчеты проводились с привлечением модели турбулентности  $k-\varepsilon$  Realizable на основе солвера «pressure-based coupled» и метода для градиента «Least Squares Cell-Based». В качестве схем для конвективных членов и давления использовались QUICK и PRESTO! соответственно. Во входном сечении сегмента направляющего аппарата задавалась постоянная осевая скорость (определялась по заданному расходу). В выходном сечении рабочего колеса задавалось распределение давления по условию радиального равновесия. Условия для турбулентности на входной и выходной границах задавались через интенсивность (3 %) и гидравлический диаметр (0,1 м). Течение в сегменте рабочего колеса рассчитывалось во вращающейся

системе координат (частота вращения приведена в табл. 1). Для обмена данными между ротором и статором использовалась модель «mixing plane».

На следующем шаге с помощью быстрого прототипирования с использованием 3D-принтера CubeX Duo были изготовлены модель отсасывающей трубы и 15 пар моделей завихрителей с геометрией лопаток, полученных в расчетах. На рис. 2 показана геометрия экспериментальной секции аэродинамического стенда. Подача воздуха в модель отсасывающей трубы осуществлялась с помощью воздуходувки МТ-М1С ( $Q_{\max} = 550 \text{ м}^3/\text{ч}$ ,  $P = 0,4 \text{ бар}$ ). Расход воздуха измерялся с помощью ультразвукового расходомера ИРВИС-Ультра РС-4 и регулировался частотным преобразователем Danfoss FC-51. С помощью оригинального программного обеспечения осуществлялось управление расходом в режиме с обратной связью «расходомер – частотный преобразователь» по интерфейсу RS-485 Modbus.

Частота вращения рабочего колеса задавалась сервоприводом СПШ10-3410, который обеспечивал точное задание частоты вращения рабочего колеса в пределах от 0 до 4 000 об./мин. Все управление стендом осуществлялось с помощью компьютера. Таким образом, благодаря специальному программному обеспечению можно было поддерживать заданный режим в течение необ-

ходимого времени с погрешностью 1,5 и 0,5 % для выставления расхода  $Q$  и частоты вращения рабочего колеса  $n$  соответственно.

Поток перед статором выравнивался с помощью системы решеток. Более равномерному распределению потока способствовал также конфузур. Данная конфигурация была выбрана на основе нескольких итераций, включающих измерения и расчеты. В итоге перед статором достигается достаточно равномерное распределение осевой скорости как в радиальном, так и в угловом направлении с уровнем турбулентности ниже 5 %.

В конусе модели отсасывающей трубы часть стенки шириной 35 мм была заменена стеклянным прямоугольным окном, для доступа измерительных лучей лазерно-доплеровского анемометра (ЛДА). Для измерения распределения скорости использовался ЛДА «ЛАД 06-и», разработанный и изготовленный в Институте теплофизики СО РАН [19]. Для работы ЛДА нужно было обеспечить в потоке необходимое количество трассеров, поэтому в воздушный поток подавался аэрозоль парафинового масла со средним диаметром частиц 1–3 мкм [20].

Для измерения пульсаций давления использовались акустические датчики [21]: измерительный шумомер Type 2250 фирмы «Bruel&Kjaer», а также измерительные микрофоны Behringer ECM8000. На сменном

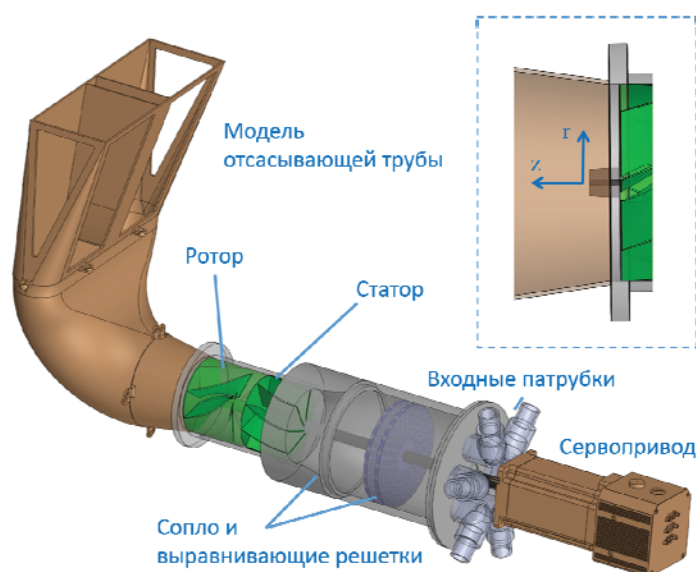


Рис. 2. Воздушный рабочий участок для моделирования течения в отсасывающей трубе при различных режимах работы гидротурбины (во вкладке: конус отсасывающей трубы с системой координат)

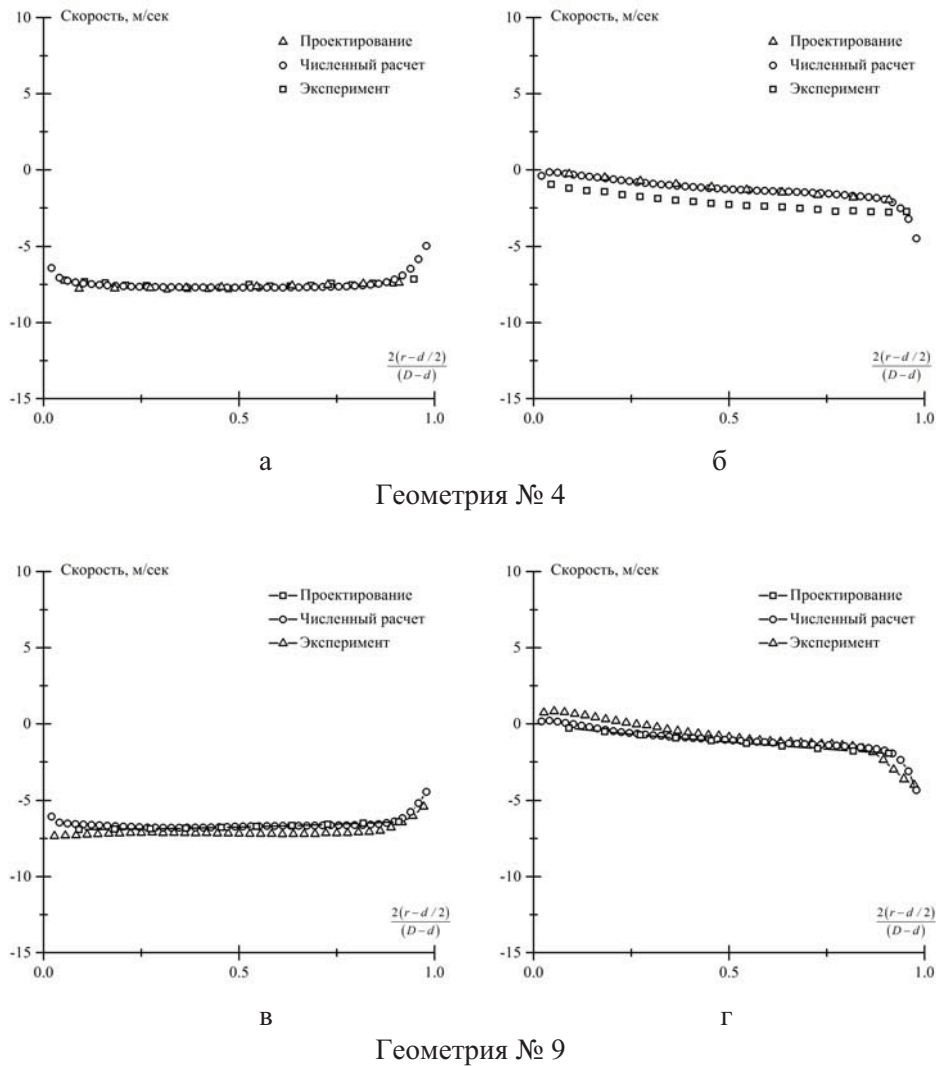


Рис. 3. Осредненные распределения скорости за кромками ротора для геометрий № 4 и 9: *а, в* – аксиальная компонента; *б, г* – тангенциальная компонента

конусе без оптического доступа были изготовлены отверстия диаметром 12 мм для ввода акустических датчиков заподлицо со стенками. Сигналы опрашивались с помощью АЦП L-Card E-440. В наших экспериментах частота дискретизации АЦП составляла 2 кГц, время записи сигнала варьировалось от 15 до 135 с. Полученные сигналы сохранялись на жестком диске персонального компьютера для дальнейшей обработки, которая включала процедуру численного Фурье-преобразования.

#### Сопоставление входных средних профилей скорости

На первом этапе проектные и расчетные профили скорости (на расстоянии 4 мм от

выходной кромки ротора) были сопоставлены с измеренными в эксперименте для всех комбинаций лопаточных решеток (см. табл. 1).

Пример сопоставления для геометрий № 4 типа ПЛ30 и № 9 типа РО115 показан на рис. 3. Видно хорошее соответствие профилей скорости, полученных всеми методами.

Следующим этапом работы было определение режимов с максимальными пульсациями давления, вызываемыми вихревым жгутом, которые, как говорилось выше, считаются потенциально опасными в гидроэнергетике. Такие режимы возникают при отклонении от расчетного расхода  $Q_n$  в область меньших расходов, соответствующую частичным нагрузкам гидротурбины.

### Определение режимов с максимальными пульсациями потока

Для определения режимов с максимальными пульсациями давления варьировался расход в диапазоне от  $0,4Q_n$  до  $Q_n$  с шагом  $0,05Q_n$  при фиксированном  $n$  (см. табл. 1). Два акустических датчика (шумомер V&K и микрофон Behringer) помещались заподлицо со стенкой напротив друг друга в среднем горизонтальном сечении конуса. Таким образом регистрировались пульсации давления, полученные с помощью калиброванного шумомера V&K. Второй микрофон использовался при построении кросскорреляционных функций сигналов от двух датчиков, находящихся в диаметрально противоположных азимутальных положениях. Полученные среднеквадратичные пульсации давления для каждого значения  $Q/Q_n$  отражены на

рис. 4, а, г. Из данных видно, что для всех геометрий образуется локальный экстремум (помеченный как «max»). Данный экстремум возникает из-за формирования в конусе отсасывающей трубы вихревого жгута. Это иллюстрируют спектры пульсаций давления и кросскорреляционные функции от двух сигналов для режимов  $0,4Q_n$  и  $Q_n$ , приведенные на рис. 4, б, д и 4 в, е.

На спектрах пульсаций давления для геометрий № 4 и 9 появляется доминирующая частота  $f^*(Q)$ , отличающаяся от частоты  $n$  (рис. 4, б, д). Для геометрии № 4, начиная с расхода  $Q = 0,4Q_n$ , формируется пик с частотой  $f^* = 17$  Гц, далее при расходе  $0,55Q_n$  амплитуда пика  $f^*$  достигает максимума. При приближении к расчетному режиму ( $Q_n$ ) «жгутовая» частота  $f^*$  пропадает из спектра полностью. Кросскорреляционная функция для геометрии № 4 (рис. 4, в) показывает, что для режима  $0,55Q_n$ , действительно, сигналы

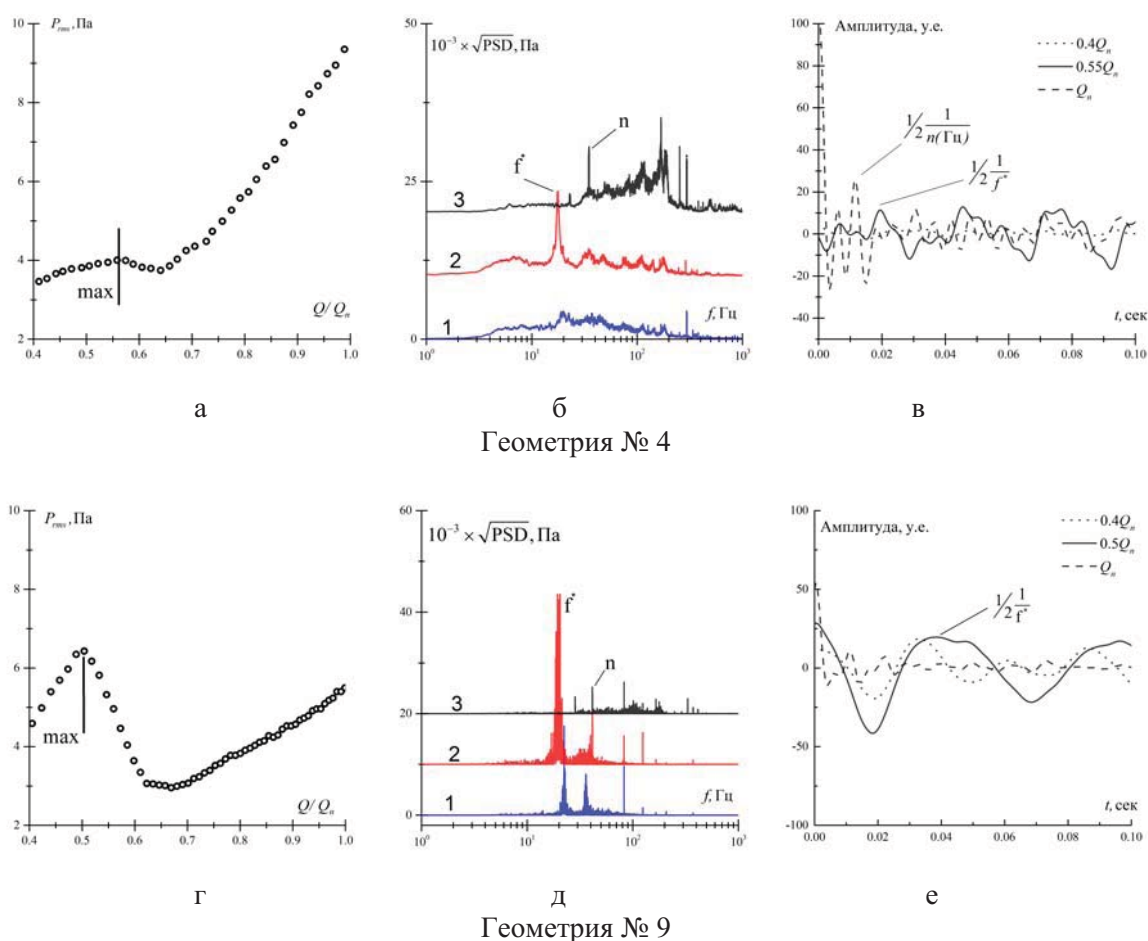


Рис. 4. Пульсационные характеристики потока при варьировании параметра  $Q/Q_n$  для геометрий № 4 и 9: а, г – зависимость среднеквадратичных пульсаций давления от расхода воздуха; б, д – амплитудный спектр пульсаций давления для некоторых расходов (1 –  $0,4Q_n$ ; 2 –  $0,5(0,55)Q_n$ ; 3 –  $Q_n$ ); в, е – кросскорреляционные функции двух датчиков

Таблица 2

Режимные параметры при максимальных пульсациях

№ геометрии	Расход в режиме максимальных пульсаций «max», $Q/Q_n$	$f^*$ , Гц
4	0,55	17
9	0,50	19

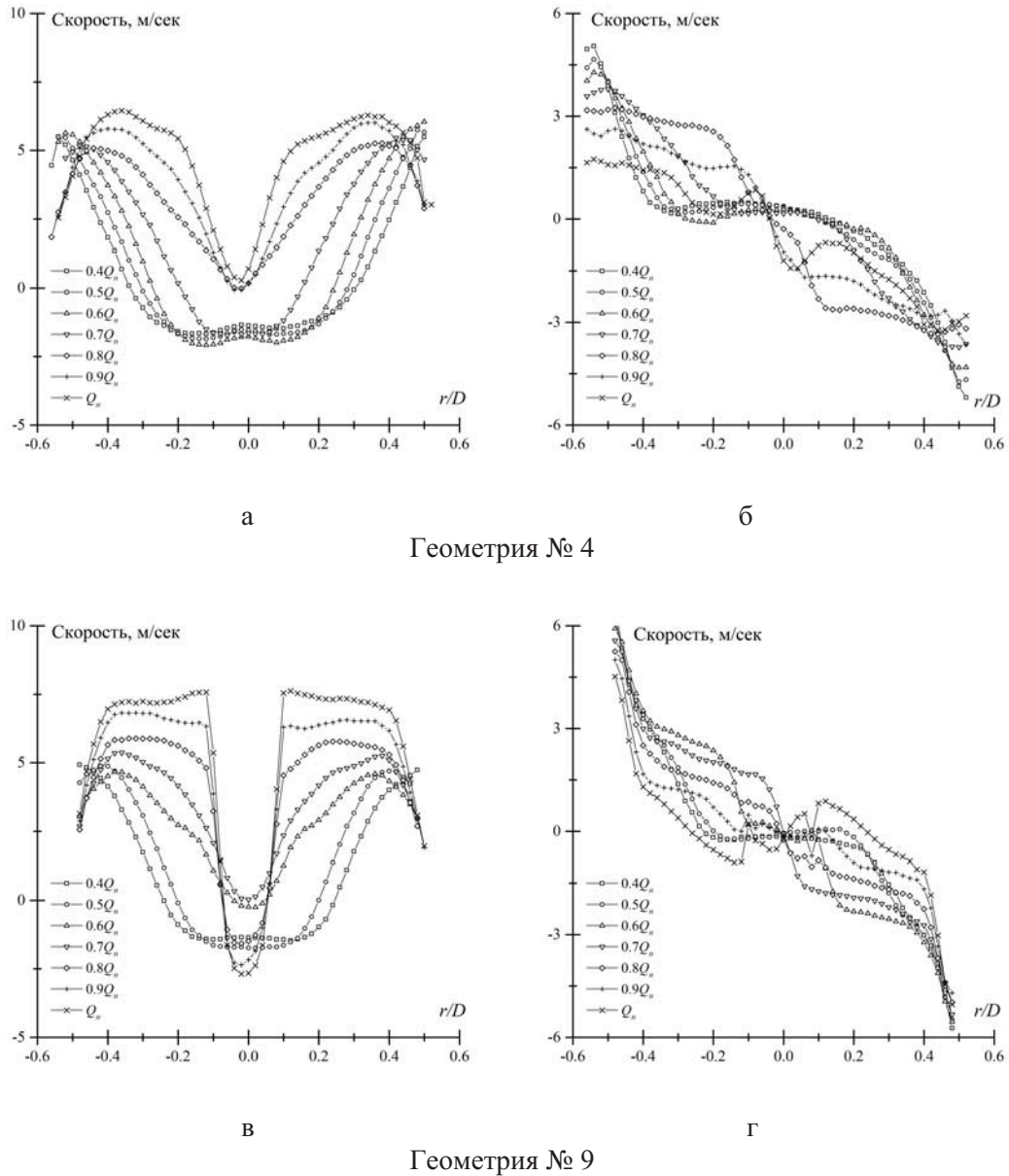


Рис. 5. Распределение осредненной скорости при варьировании параметра  $Q/Q_n$ :  
 а, в – аксиальная компонента; б, г – тангенциальная компонента

запаздывают на величину  $1/2$  периода вращения вихревого жгута, в то время как для режима  $Q_n$  максимум корреляционной функ-

ции приходится на частоту вращения ротора. Это косвенно доказывает, что в конусе возникает вихревой жгут с частотой враще-

ния  $f^*$ . Для геометрии № 9 наблюдается такая же эволюция доминирующей частоты, которая возникает, начиная с расхода  $0,4Q_n$ , достигает максимума в режиме  $0,5Q_n$ , затем исчезает из спектра для оптимального режима  $Q_n$ , что говорит о полном отсутствии вихревого жгута (рис. 4, д).

Информация обо всех полученных доминирующих частотах и режимах с максимальными пульсациями собрана в табл. 2.

Можно заметить образование широкого пика в спектре в области 200 Гц для режимов, близких к оптимальному. Этот максимум связан с акустическим шумом экспериментального стенда и, по-видимому, не имеет отношения к вихревым явлениям. Отметим, что для геометрии № 4 режим «тах» не является глобальным максимумом пульсаций. Это связано с тем, что амплитуда вихревого жгута, который формируется за ПЛ30 типом гидротурбины гораздо слабее, чем в типе PO115. В связи с этим акустические шумы при приближении к  $Q_n$  дают вклад в пульсации гораздо сильнее.

Теперь рассмотрим распределения осредненной скорости для двух геометрий и расходов воздуха от  $0,4Q_n$  до  $Q_n$  (рис. 5). Распределения измерялись вдоль оси  $r$  (см. вкладку на рис. 2). Как показывают распределения аксиальной компоненты осредненной скорости, для обеих геометрий происходит существенное перестроение потока (рис. 5, а, в). Небольшая центральная область рециркуляции (поток, движущийся навстречу ротору) ( $r \approx d/2$ ) образуется всегда и для всех режимов и связана с отрывом течения за телом обтекания. Обширная область рециркуляции по центру профиля ( $r \approx 0,6D$ ), по мнению ряда авторов, сопровождается формированием вихревого жгута [22–25]. Для обеих геометрий широкая область рециркуляции полностью исчезает при увеличении расхода до  $0,7Q_n$ .

По распределениям тангенциальной скорости (рис. 5, б, г) видно, что интенсивность закрутки потока увеличивается при малых расходах, а при повышении расхода (приближении к оптимальному режиму работы) существенно уменьшается.

### Заключение

На основе численных расчетов была спроектирована геометрия лопаточных решеток (статор и ротор), позволяющая ими-

тировать типичные распределения скорости на входе в отсасывающую трубу. С применением технологии быстрого прототипирования изготовлены лопаточные решетки завихрителей и модель отсасывающей трубы, что позволило провести экспериментальную верификацию численных результатов в воздушной среде. В ходе эксперимента было показано, что при заданных параметрах  $Q$  (объемный расход) и  $n$  (частота вращения ротора) соответствующим образом спроектированные лопаточные решетки статора и ротора позволяют моделировать требуемые режимы работы гидротурбины. В результате проведенных параметрических исследований с варьированием в широких пределах  $Q$  и  $n$  выявлены режимы с максимальными пульсациями давления, которые возникали в области низких (относительно оптимального режима) расходов. По результатам анализа сигналов пульсаций давления показано развитие прецессирующего вихревого жгута в конусе отсасывающей трубы. Возникновение нестационарности в виде вихревого жгута выражается также в существенном изменении распределения осевой скорости с формированием обширной области возвратного течения.

Представленный в работе подход к моделированию, основанный на комбинации численного расчета, эксперимента и быстрого прототипирования рабочих участков, может быть полезным при оптимизации геометрии проточных частей гидротурбины с целью повышения динамической надежности и эффективности работы ГЭС.

### Список литературы

1. Губин М. Ф. Отсасывающие трубы гидроэлектростанций. М.: Энергия, 1970. 270 с.
2. Falvey H. T. Draft Tube Surges-A. Review of Present Knowledge and an Annotated Bibliography. Bureau of Reclamation, 1971. Report No. REC-ERC-71-42.
3. Wang Fu-jun, Li Xiao-qin, Ma Jia-mei, Yang Min, Zhu Yu-liang. Experimental Investigation of Characteristic Frequency in Unsteady Hydraulic Behaviour of a Large Hydraulic Turbine // J. Hydrodyn. Ser. B. 2009. Vol. 21, № 1. P. 12–19.
4. Susan-Resiga R. F., Muntean S., Avellan F., Anton I. Mathematical modelling of swirling flow in hydraulic turbines for the full operating



range // Applied Mathematical Modelling. 2011. Vol. 35, № 10. P. 4759–4773.

5. *Hellström G. I., Marjavaara B. D., Lundström T. S.* Parallel CFD simulations of an original and redesigned hydraulic turbine draft tube // Advances in Engineering Software. 2007. Vol. 38, № 5. P. 338–344.

6. *Minakov A. V., Platonov D. V., Dekterev A. A., Sentyabov A. V., Zakharov A. V.* The analysis of unsteady flow structure and low frequency pressure pulsations in the high-head Francis turbines // Int. J. Heat Fluid Flow. 2015. Vol. 53. P. 183–194.

7. *Krappel T., Kuhlmann H., Kirschner O., Ruprecht A., Riedelbauch S.* Validation of an IDDES-type turbulence model and application to a Francis pump turbine flow simulation in comparison with experimental results // Int. J. Heat Fluid Flow. 2015. Vol. 55. P. 167–179.

8. *Алексеев С. В., Дектерев А. А., Лутвинов И. В., Минаков А. В., Пылев И. М., Шандро А. И., Шторк С. И.* Численное и экспериментальное моделирование течения в отсасывающей трубе гидротурбины // Журнал Сибирского федерального университета. Серия «Техника и технологии». 2011. № 5. С. 489–503.

9. *Скрипкин С. Г., Цой М. А., Шторк С. И.* Экспериментальное исследование формирования двойного перцепсирующего вихревого жгута в модельных отсасывающих трубах // Вестн. Новосиб. гос. ун-та. Серия: Физика. 2015. Т. 10, вып. 2. С. 73–82.

10. *Скрипкин С. Г., Куйбин П. А., Шторк С. И.* Влияние инъекции воздуха на параметры закрученного течения в модели отсасывающей трубы TURBINE-99 // Письма в ЖТФ. 2015. Т. 41, вып. 13. С. 48–55.

11. *Susan-Resiga R., Dan Ciocan G., Anton I., Avellan F.* Analysis of the Swirling Flow Downstream a Francis Turbine Runner // J. Fluids Eng. 2006. Vol. 128, № 1. P. 177.

12. *Mulu B. G., Jonsson P. P., Cervantes M. J.* Experimental investigation of a Kaplan draft tube. Part I: Best efficiency point // Appl. Energy. 2012. Vol. 93. P. 695–706.

13. *Tridon S., Barre S., Dan Ciocan G., Tomas L.* Experimental analysis of the swirling flow in a Francis turbine draft tube: Focus on radial velocity component determination // Eur. J. Mech. B/Fluids. 2010. Vol. 29, № 4. P. 321–335.

14. *Bosioc A., Tanasa C., Susan-Resiga R., Muntean S.* 2D LDV Measurements of Swirling

Flow in a Simplified Draft Tube // Conf. Model. Fluid Flow. 2009.

15. *Chen Chang-Kun, Nicolet Christophe, Yonezawa Koichi, Farhat Mohamed, Avellan Francois, Miyazawa Kazuyoshi, Tsujimoto Yoshinobu.* Experimental Study and Numerical Simulation of Cavity Oscillation in a Diffuser with Swirling Flow // Int. J. Fluid Mach. Syst. Korean Fluid Machinery Association. 2010. Vol. 3, № 1. P. 80–90.

16. *Susan-Resiga R., Muntean S., Tanasa C., Bosioc A.* Hydrodynamic Design and Analysis of a Swirling Flow Generator // Proc. 4<sup>th</sup> Ger. – Rom. Work. Turbomach. Hydrodyn. (GRoWTH). Stuttgart, 2008.

17. *Повх И. Л.* Аэродинамический эксперимент в машиностроении. Л.: Машиностроение, 1974. 480 с.

18. *Nishi Michihiro, Yano Masahiro, Miyagawa Kazuyoshi.* A preliminary study on the swirling flow in a conical diffuser with jet issued at the center of the inlet // Sci. Bull. «Politehnica» Univ. Timisoara Trans. Mech. 2007. Vol. 52 (66). P. 198–202.

19. Институт оптико-информационных технологий. 2-компонентный лазерно-доплеровский анемометр «ЛАД06-и» URL: <http://ioit.ru>.

20. *Fernandes E. C., Heitor M. V., Shtork S. I.* An analysis of unsteady highly turbulent swirling flow in a model vortex combustor // Exp. Fluids. Springer, 2006. Vol. 40, № 2. P. 177–187.

21. *Алексеев С. В., Фернандес Э. К., Шторк С. И.* Диагностика неустойчивости вихревого течения в модельном горелочном устройстве // Научн. вестн. Новосиб. гос. техн. ун-та. 2011. Т. 3. С. 61–68.

22. *Syred N.* A review of oscillation mechanisms and the role of the precessing vortex core (PVC) in swirl combustion systems // Prog. Energy Combust. Sci. 2006. Vol. 32. P. 93–161.

23. *Shtork S. I., Cala C. E., Fernandes E. C.* Experimental characterization of rotating flow field in a model vortex burner // Exp. Therm. Fluid Sci. 2007. Vol. 31. P. 779–788.

24. *Litvinov I. V., Shtork S. I., Kuibin P. A., Alekseenko S. V., Hanjalic K.* Experimental study and analytical reconstruction of precessing vortex in a tangential swirler // Int. J. Heat Fluid Flow. 2013. Vol. 42. P. 251–264.

25. *Алексеев С. В., Куйбин П. А., Окулов В. Л.* Введение в теорию концентрированных вихрей. Новосибирск, 2003. 503 с.

**P. A. Kuibin**<sup>1</sup>, **I. V. Litvinov**<sup>1,2</sup>, **V. I. Sonin**<sup>3</sup>  
**A. S. Ustimenko**<sup>3</sup>, **S. I. Shtork**<sup>1,2</sup>

<sup>1</sup>*Institute of Thermal Physics of SB RAS  
1 Acad. Lavrentiev Ave., Novosibirsk, 630090, Russian Federation*

<sup>2</sup>*Novosibirsk State University  
2 Pirogov Str., Novosibirsk, 630090, Russian Federation*

<sup>3</sup>*Leningrad Metal Works «Power Machines-LMZ»  
3 Vatutin Str., St. Petersburg, 195009, Russian Federation*

*litvinov@itp.nsc.ru*

### **MODELLING INLET FLOW IN DRAFT TUBE FOR DIFFERENT REGIMES OF HYDROTURBINE OPERATION**

One of the main sources of powerful pressure pulsations in the fluid flow parts of the hydroturbine at partial load or overload operation regimes is the precessing vortex rope forming due to high residual swirl of the flow downstream the hydroturbine wheel. Numerical simulation and experiments have been performed in order to study the influence of inlet flow conditions in the draft tube on level of the flow pulsations. Numerical calculations have shown that it is possible to reproduce velocity distributions at the draft tube inlet corresponding to different operation regimes of the real hydroturbines using a combination of two blade grids – rotor and stator. Experimental verification of numerical calculations was performed using an aerodynamic test rig and method of 3-d printing for fabrication of the blade grids and draft tube model. Velocity field measurements at entrance of the draft tube conical part making use of an laser-Doppler anemometer and level of the pressure pulsations using acoustic probes have allowed to define correlation between the velocity distribution type and amplitude-frequency characteristics of the flow pulsations which generated by the precessing rope.

*Keywords:* precessing vortex rope, pressure pulsations, laser-Doppler anemometer, numerical simulation, experiment.