

УДК 532.5

Экспериментальное исследование пульсаций давления в проточном тракте среднемасштабного модельного гидроагрегата с радиально-осевой турбиной*

Д.В. Платонов^{1,2}, А.В. Масленникова², Д.А. Дектерев^{1,2},
А.В. Минаков^{1,2}, А.В. Абрамов²

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

²Сибирский федеральный университет, Красноярск

E-mail: platonov-08@yandex.ru

В работе представлены результаты экспериментального исследования пульсаций давления в проточном тракте среднемасштабного гидродинамического стенда с турбиной Френсиса. В различных режимах измерены интегральные и пульсационные характеристики данной турбины. С помощью высокоскоростной съемки проанализирована структура течения за рабочим колесом турбины, показано ее влияние на частоту и интенсивность пульсаций давления в проточном тракте.

Ключевые слова: пульсации давления, прецессия вихря, гидротурбина Френсиса, высоконапорные ГЭС.

Несмотря на то, что современные высоконапорные гидроэлектростанции спроектированы и работают уже много десятков лет, до сих пор в гидроэнергетике существует ряд серьезных нерешенных проблем. Одной из них является высокий уровень пульсаций давления и вибраций в проточном тракте высоконапорных ГЭС [1].

В основе одного из механизмов генерации низкочастотных пульсаций потока в гидротурбинах лежит прецессия вихревого жгута, образующегося за рабочим колесом гидротурбины в режимах недогрузки или перегрузки гидроагрегата, когда поток после прохождения через гидротурбину имеет достаточно большую остаточную закрутку [2–6]. Пульсации давления, генерируемые прецессирующим вихревым жгутом, могут воздействовать на процессы кавитации, усиливая кавитационную эрозию. Особую опасность представляют осцилляционные явления с частотами, близкими к частотам неустойчивых мод закрученного течения, собственным гидроакустическим частотам проточного тракта, к собственным частотам вала турбины, несущих конструкций, перекрытий здания, электрической сети и т.п. В этих случаях есть вероятность развития неустойчивости, возникновения резонанса и многократного усиления амплитуды колебаний. Здесь задача

* Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, Правительства Красноярского края, Красноярского краевого фонда поддержки научной и научно-технической деятельности» в рамках научного проекта № 16-41-243081 р_мол_а.

состоит в том, чтобы обеспечить устойчивость осевого вихря или научиться управлять частотой и амплитудой пульсаций, вызываемых прецессирующим винтообразным вихрем. Для прогнозирования резонансных явлений и поиска методов подавления неустойчивости необходима детальная информация о характеристиках пульсационных режимов и структуре потока.

Проведение экспериментальных исследований на натуральных турбинах представляет большую сложность. Выходом в этой ситуации является использование уменьшенных моделей, геометрически подобных с некоторым приближением к натурным турбинам [7–9]. Вместе с тем модельные стенды, полностью воспроизводящие реальную геометрию проточного тракта высоконапорной ГЭС, являются уникальными, а систематические исследования на них немногочисленны. Например, такие исследования проводят в Федеральном технологическом институте в г. Лозанна в Швейцарии [10, 11], в лаборатории Гидроэнергетики Норвежского института науки и технологии г. Тронхейм [12]. В России по данным авторов подобные стенды существуют в Лаборатории гидравлических турбин Ленинградского металлического завода (ЛМЗ) ПАО «Силловые машины» и в НПО ЦКТИ г. Санкт-Петербурга, а также в Саяно-Шушенском филиале Сибирского федерального университета (СФУ), расположенном в пос. Черемушки Республики Хакасия, где функционирует недавно модернизированный учебно-исследовательский гидравлический стенд. Выполненное авторами оснащение стенда современным экспериментальным оборудованием позволило начать систематические научные исследования гидродинамических процессов в проточном тракте стенда во всем диапазоне режимов его работы. Настоящая статья представляет практически первые результаты таких исследований с упором на эволюцию нестационарных вихревых структур, поскольку именно они, как указано выше, напрямую влияют на эксплуатационные характеристики и безопасность работы гидротурбин.

Экспериментальная установка и методика эксперимента

Модельная гидротурбина с радиально-осевым колесом установлена на энергетическом стенде лаборатории гидравлики и гидромашин в Саяно-Шушенском филиале СФУ (рис. 1). Напор воды на стенде варьируется от 1,5 до 3,5 м, рабочее колесо с 14 лопастями диаметром 0,3 м относится к радиально-осевому типу (рис. 2). Направляющий аппарат содержит 24 лопатки высотой 0,106 м. Сервопривод направляющего аппарата на стенде имеет 15 шагов открытия. Входной диффузор отсасывающей трубы имеет длину 0,153 м и угол раскрытия $8,68^\circ$.

Гидроагрегатный блок, изображенный на рис. 3, включает напорный бак (1), выполняющий функции верхнего бьефа, турбинный водовод (2) диаметром 400 мм с задвижкой (3), снабженной электроприводом. Вода из водовода 2 поступает в спиральную

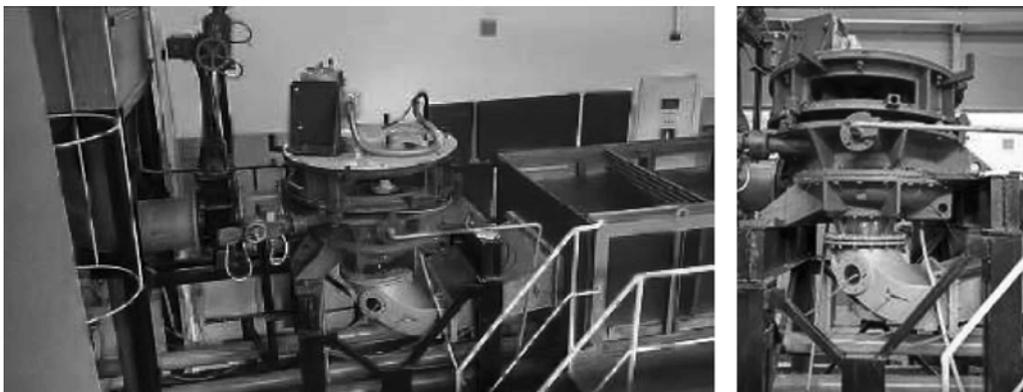


Рис. 1. Модельная гидротурбина с радиально-осевым колесом.

Рис. 2. Рабочее колесо гидроагрегата.

камеру 4, откуда движется через направляющий аппарат к рабочему колесу и далее; пройдя отсасывающую трубу 5, она поступает в нижний бьеф 6, представляющий собой остекленный лоток шириной 1,52 м. За лотком вода сливается в сборный бак 7 и далее трубой 8 отводится в бассейн 9. Из бассейна 9 насосом 10 вода перекачивается обратно в напорный бак. Таким образом, обеспечивается непрерывная циркуляция воды в контуре. Стенд снабжен двумя насосами общей производительностью до $500 \text{ м}^3/\text{час}$. Параметры стенда соответствуют максимальному числу Рейнольдса, достигаемому в рабочем канале, — $Re = 5,4 \cdot 10^5$, и числу кавитации заведомо больше десяти. Коэффициент быстроходности n_s для данного колеса равен 140 об/мин.



При работе на стенде контролировались напор и расход воды, частота вращения рабочего колеса и электрическая мощность, вырабатываемая турбиной. Напор определялся из разности уровней верхнего и нижнего бьефа с погрешностью 0,01 м (порядка 0,3 %). Частота вращения рабочего колеса контролировалась при помощи цифрового тахометра ДТ-2234С, имеющего паспортную погрешность $\pm (0,05 \% + 0,1 \text{ об/мин})$. Для измерения расхода были установлены вихреакустические расходомеры Метран-300 ПР с погрешностью измерения не более 2 %. Для фиксирования пульсаций давления стенд был оснащен пьезоэлектрическими датчиками расхода типа 014МТ (014МИ). Измеряемая этими датчиками частота пульсаций лежит в диапазоне от ее значения не более 0,1 до 30 кГц, диапазон рабочего давления — от 0 до 10 МПа с шагом 10 Па. Для усиления сигнала использовался внешний модуль LE-41, который является 4-канальным усилителем заряда. Для вывода сигналов датчиков на персональный компьютер был использован АЦП Е14-140. Частота опроса АЦП в эксперименте составляла 1000 Гц. Время записи сигнала равнялось пяти минутам. Для сбора данных с пьезоэлектрических датчиков и первичной обработки использовалась программа L-Graph.

Два датчика пульсаций давления 014МТ были установлены в спиральной камере со стороны левого «берега» на 10 см выше и со стороны правого на 10 см ниже средней линии направляющего аппарата. Еще два датчика были размещены в диффузоре друг

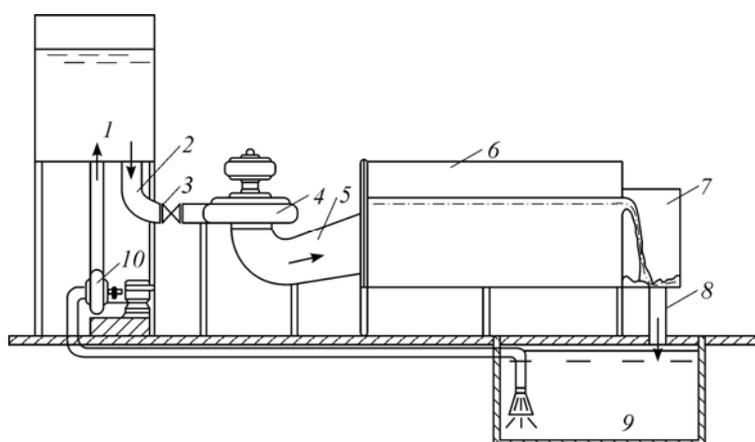


Рис. 3. Схема модельной установки.

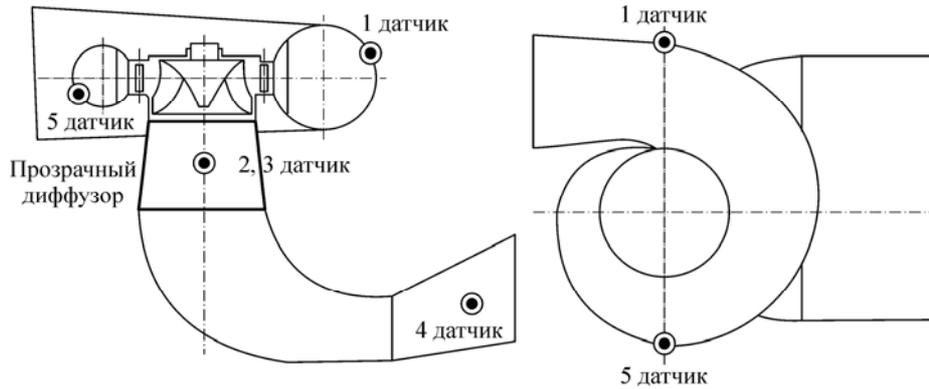


Рис. 4. Схема расположения измерительных датчиков.

напротив друга на 10 см ниже кромки рабочего колеса и один датчик — на выходе из отсасывающей трубы со стороны правого «берега» на расстоянии 20 см от выхода в отводящий лоток (рис. 4). Все датчики устанавливались заподлицо со стенкой и не вносили существенных изменений в поток. В местах их расположения были проведены измерения амплитуды и частот пульсаций давления в зависимости от открытия направляющего аппарата и напора.

Результаты эксперимента

В ходе эксперимента были измерены пульсации давления во всем диапазоне режимов работы гидроагрегата. При этом варьировались величина напора и величина открытия направляющего аппарата, а частота вращения рабочего колеса, расход воды через гидроагрегат, сила тока и напряжения (т.е. нагрузка) на генераторе имели фиксированные значения.

Результаты измерений основных интегральных характеристик модельной турбины для напора $H = 310$ см в зависимости от открытия направляющего аппарата A_0 представлены на рис. 5. Открытие направляющего аппарата при данной величине напора варьировалось от 1 до 10 (1/15, 2/15, ..., 10/15), этот диапазон позволил охватить все режимы работы агрегата. КПД определяется как $\eta = N / (\rho g H Q)$, где N — электрическая мощность на валу генератора, Q — расход воды через турбину, ρ — плотность воды, g — ускорение свободного падения. Из рисунка видно, что с увеличением открытия направляющего

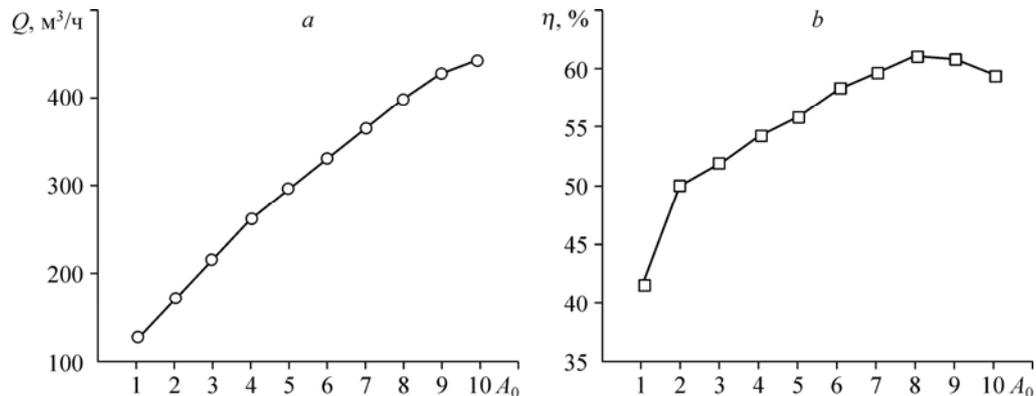


Рис. 5. Зависимость расхода воды (a) и КПД турбины (b) от открытия направляющего аппарата при напоре $H = 310$ см.

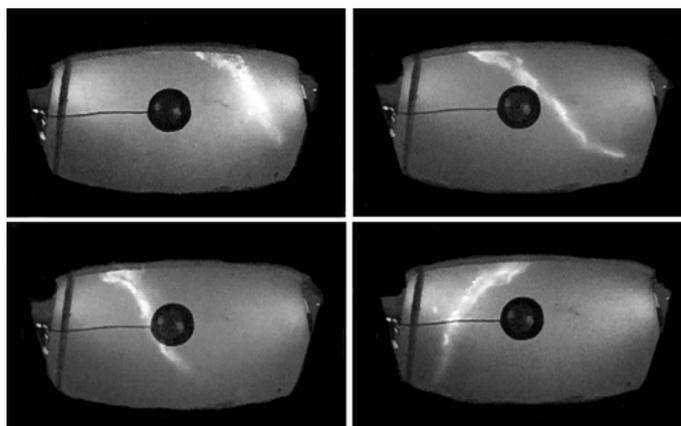


Рис. 6. Визуализация вихревой структуры для степени открытия направляющего аппарата 3/15.
Временной интервал между кадрами 0,17 с.

аппарата расход воды возрастает примерно в 4 раза, в то время как КПД увеличивается с 40 до 60 %, достигая максимума при открытии направляющего аппарата 8/15.

С помощью высокоскоростной видеокамеры проводилось визуальное наблюдение вихревой структуры течения в диффузоре отсасывающей трубы. Скоростная видеосъемка проводилась с частотой 1000 кадров в секунду. Анализ видеосъемок показал, что с увеличением раскрытия направляющего аппарата структура течения претерпевает значительные изменения. При малых открытиях направляющего аппарата в диффузоре отсасывающей трубы формирования единого концентрированного вихря не происходит. Поток за рабочим колесом состоит из нескольких едва различимых хаотически движущихся вихревых структур. Кроме того, при малых открытиях можно заметить, что из-за того, что лопасти обтекаются не в расчетных режимах, в межлопастных каналах рабочего колеса формируются вихри, которые затем срываются с выходных кромок. При дальнейшем увеличении открытия направляющего аппарата за рабочим колесом начинает формироваться концентрированный прецессирующий вихревой жгут. Форма вихревого жгута для четырех последовательных моментов времени при различных открытиях направляющего аппарата показана на рис. 6–8.

Вихрь, изображенный на рис. 6, достаточно сильно искривлен, его прецессия носит нерегулярный характер. Такой вихревой жгут соответствует переходному режиму от нескольких хаотических вихрей до концентрированного вихря. При дальнейшем увеличении открытия, вихрь становится более концентрированным, и его прецессия носит

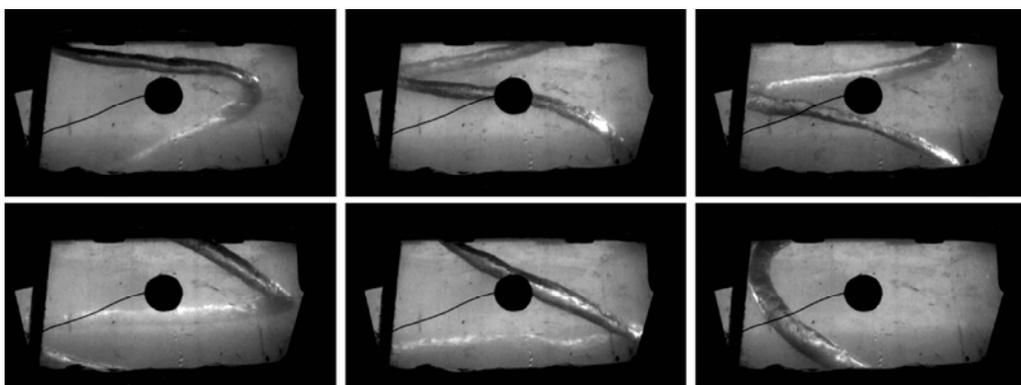


Рис. 7. Визуализация вихревой структуры для степени открытия направляющего аппарата 5/15.
Временной интервал между кадрами 0,08 с.

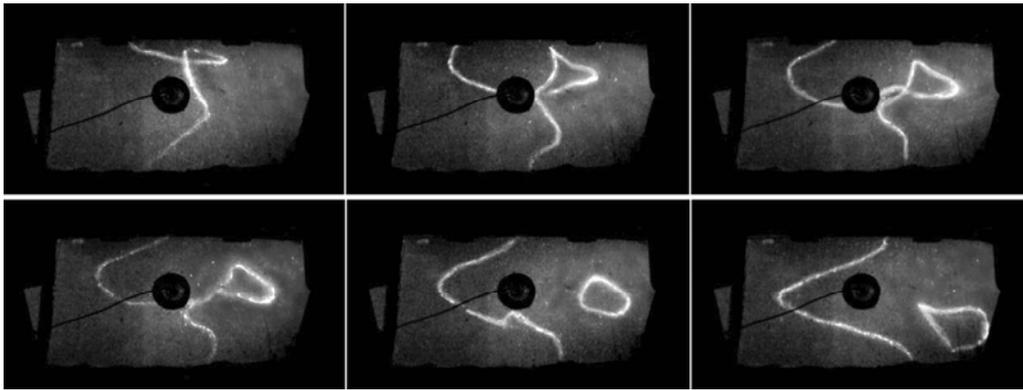


Рис. 8. Визуализация вихревой структуры для степени открытия направляющего аппарата 7/15. Временной интервал между кадрами 0,02 с.

более регулярный характер. При открытии 5/15 прецессирующий вихрь за рабочим колесом достигает максимальных размеров, доходя до поворотного колена отсасывающей трубы (рис. 7). В этом режиме интенсивность пульсаций давления в диффузоре отсасывающей трубы достигает также максимальной величины (рис. 9). Помимо своей значительной протяженности вихрь на рис. 7 имеет максимально большой радиус прецессии, в связи с чем он максимально приближается к стенкам отсасывающей трубы, вызывая значительные пульсации давления на стенке.

При дальнейшем увеличении открытия направляющего аппарата вихрь за рабочим колесом становится все более концентрированным и радиус его ядра существенно

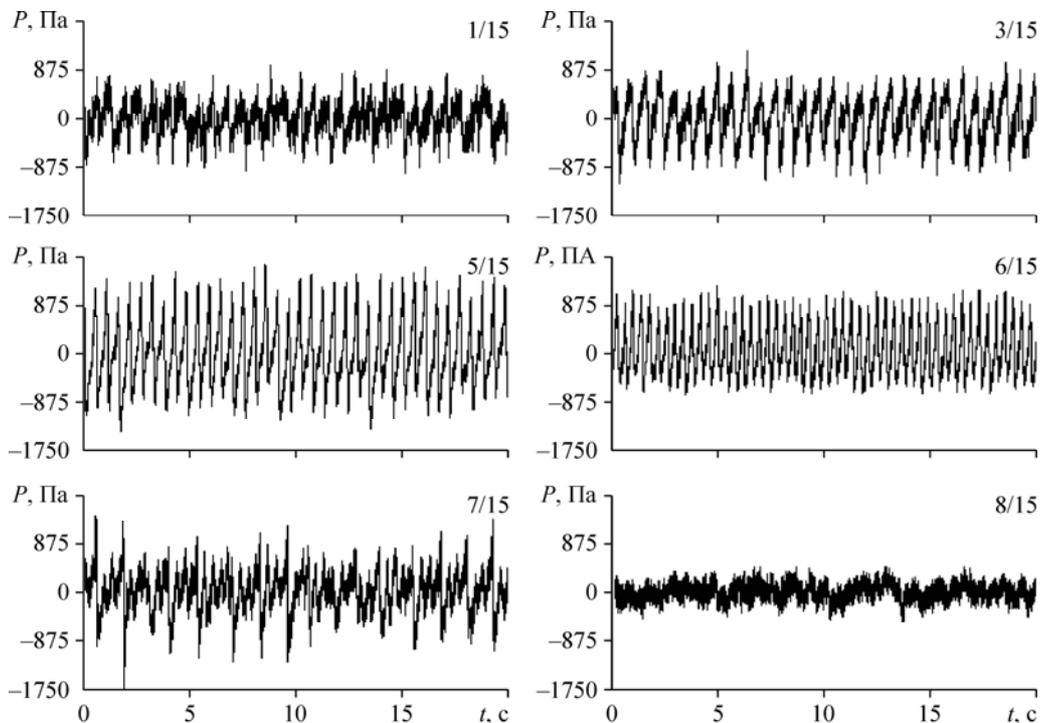


Рис. 9. Колебания статического давления на стенке отсасывающей трубы при различных степенях открытия направляющего аппарата.

уменьшается, о чем можно судить по утончению наблюдаемой газовой полости (рис. 8). Помимо этого, на рисунке можно видеть интересное и ранее не исследованное для гидротурбин явление — переакрытие вихря. При степени открытия направляющего аппарата 7/15 концентрированный вихрь в турбине оказывается очень протяженным, и в ходе его прецессирующего движения происходит переакрытие вихря с образованием петли и последующим отрывом вихревого кольца. Отметим, что подобное поведение прецессирующего вихря было впервые описано в работе [17], где были изложены результаты опытов на лабораторной установке с лопаточным завихрителем и осесимметричным рабочим участком. Однако применительно к крупномасштабным установкам, подобным натурным гидротурбинам, данное явление ранее не отмечалось. На практике это приводит к тому, что отрыв вихревого кольца может быть причиной сильных аperiodических импульсов давления в отсасывающей трубе гидротурбины [13–16]. С другой стороны, изучение физических механизмов взаимодействия и переакрытия вихревых нитей представляет большой интерес с точки зрения фундаментальной науки [17].

При дальнейшем открытии направляющего аппарата закрутка потока снижается, концентрированный вихрь за рабочим колесом теряет свою интенсивность и радиус его прецессии существенно уменьшается. В оптимальном режиме работы гидроагрегата радиус прецессии вихря уменьшается практически до нуля и вихрь становится практически колоннообразным. Пульсации давления в этом режиме достигают минимальной величины (рис. 9).

Прецессия вихревого жгута может представлять серьезную опасность для гидротурбинного оборудования, следовательно, для предсказания резонансных явлений большой интерес представляет поведение частоты и интенсивности пульсаций давления в проточном тракте турбины. Для каждого из рассмотренных выше режимов проводилась запись пульсаций давления в точках установки датчиков (рис. 4). В таблице приведены результаты измерений пульсаций давления для режима с максимальными нагрузками, соответствующего раскрытию направляющего аппарата 5/15. Можно видеть, что максимальный уровень пульсаций наблюдается во входном диффузоре отсасывающей трубы (датчики № 2 и № 3), что обусловлено наличием прецессирующего вихревого жгута. В дальнейшем рассматривались только данные с датчика № 2.

На рис. 9 представлены результаты измерений пульсаций давления во входном диффузоре отсасывающей трубы для различных режимов работы модельного стенда (датчик № 2). Как видно, интенсивность и частота колебаний давления при увеличении открытия направляющего аппарата претерпевают значительные изменения. Эти изменения напрямую связаны с эволюцией вихревой структуры течения за рабочим колесом, как было описано выше.

На рис. 10 показана обезразмеренная на полный напор ($H = 310$ см) удвоенная амплитуда пульсаций давления на стенке. Хорошо видны явно выраженные максимум и минимум пульсаций давления. Представленная форма кривой пульсаций давления является характерной для радиально-осевых турбин [18]. На графике можно

Таблица
Среднеквадратичные пульсации давления для режима 5/15 ($H = 0,29$ м)

Номер датчика	σ_P , Па
Датчик № 1	262,9
Датчик № 2	618,3
Датчик № 3	503,6
Датчик № 4	102,6

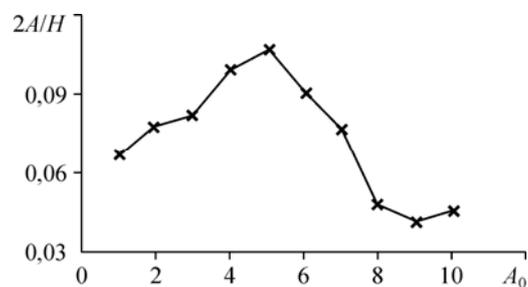


Рис. 10. Зависимость амплитуды пульсаций давления в диффузоре отсасывающей трубы от степени открытия направляющего аппарата.

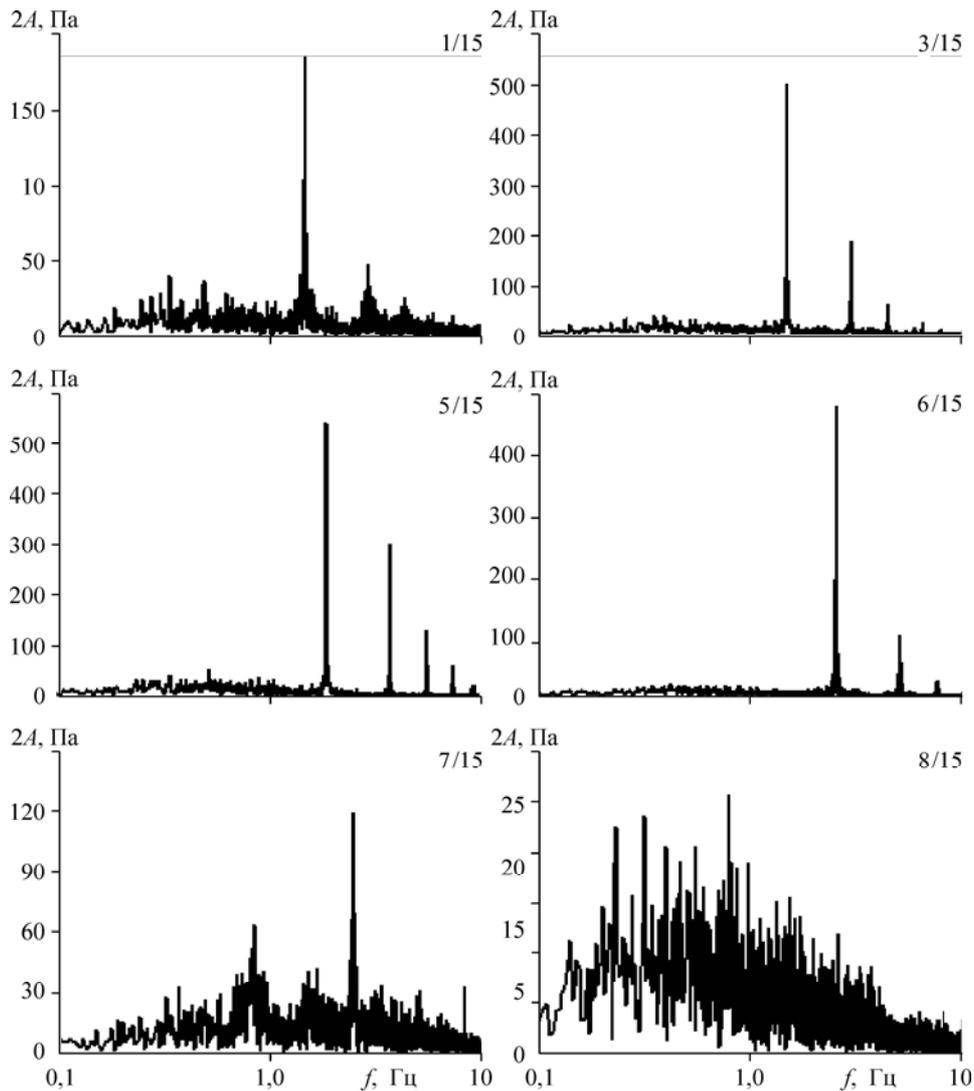


Рис. 11. Спектры пульсаций давления на стенке отсасывающей трубы при различных степенях открытия направляющего аппарата.

выделить зону повышенных нагрузок, с максимальным уровнем пульсаций порядка 10 % от напора, оптимальную зону низких пульсаций, в которой большую часть времени работает гидроагрегат, и зону форсированной нагрузки, где вновь наблюдается рост уровня пульсаций давления.

Спектры пульсаций давления при различных степенях открытиях направляющего аппарата показаны на рис. 11. Анализ поведения спектров показывает, что при очень малых открытиях направляющего аппарата в спектре пульсаций давления нельзя выделить определенную выраженную жгутовую частоту. Спектр с максимумом в районе оборотной частоты довольно размыт. Последнее связано с тем, что в этих режимах в потоке за рабочим колесом формируется несколько нерегулярных вихревых структур, срывающихся с кромок рабочего колеса.

При дальнейшем увеличении открытия направляющего аппарата за рабочим колесом начинает формироваться концентрированный вихревой жгут, а в спектре пульсаций давления появляется жгутовая частота (см. рис. 11 для $A_0 = 1/15$). В этом режиме вихревая структура за рабочим колесом является неустойчивой и может меняться от нескольких

вихрей до одного концентрированного вихря. Нерегулярный характер прецессии отражается в уширении и снижении пика, соответствующего жгутовой частоте. При больших открытиях направляющего аппарата формируется регулярный прецессирующий вихрь. Жгутовая частота в спектре пульсаций давления в этих режимах становится доминирующей (см. рис. 11 для $A_0 = 3/15-6/15$). Значение жгутовой частоты составляет около 30 % от оборотной частоты вращения рабочего колеса. При еще больших открытиях направляющего аппарата закрутка потока снижается. Концентрированный вихрь за рабочим колесом теряет свою интенсивность, вместе с этим снижается интенсивность пульсаций давлений. В спектре пульсаций давления исчезает жгутовая частота (см. рис. 11 для $A_0 = 8/15$). Таким образом, поведение спектров пульсаций давления напрямую связано с эволюцией вихревой структуры течения за рабочим колесом турбины.

Заключение

С использованием модернизированного среднемасштабного гидродинамического учебно-исследовательского стенда СФУ проведен цикл исследований пульсаций давления в проточном тракте турбины. Измерены амплитуды и частоты пульсаций давления в различных точках проточного тракта турбины. Показано, что максимальный уровень пульсаций давления достигается в диффузоре отсасывающей трубы. Построены зависимости пульсаций давления в проточном тракте от степени открытия направляющего аппарата. Показано, что в режиме 30–60 % от номинальной мощности наблюдается максимум пульсаций давления на уровне 10 % от напора, что является характерным для радиально-осевых турбин.

Впервые для гидротурбин зафиксировано явление перезамыкания вихря с образованием вихревого кольца. Ранее подобные явления отмечались только на модельных упрощенных установках. При помощи высокоскоростной видеосъемки проанализирована структура течения за рабочим колесом турбины. Показано влияние структуры течения на частоту и интенсивность пульсаций потока. Показано, что основной причиной низкочастотных пульсаций давления в рассматриваемой гидротурбине является прецессирующий вихрь за рабочим колесом. Его динамика в основном и определяет поведение пульсационных характеристик потока за рабочим колесом гидротурбины. Для снижения интенсивности пульсаций давления необходимо предусмотреть мероприятия по подавлению этого вихря. В дальнейшем на представленном стенде планируется провести серию исследований по влиянию впуска воздуха в проточный тракт турбины на пульсации давления в ее проточном тракте, а также рассмотреть некоторые конструктивные средства стабилизации потока.

Авторы благодарят экспертов XIII Общероссийского конкурса проектов в области энергетики «Энергия молодости» за высокую оценку их работы и признание победителями по итогам конкурса.

Список литературы

1. Dorfler P., Sick M., Coutu A. Flow-induced pulsation and vibration in hydroelectric machinery. London: Springer-Verlag, 2012. 242 p.
2. Дектерёв А.А., Захаров А.В., Минаков А.В., Платонов Д.В., Пылев И.М. Математическое моделирование низкочастотных пульсаций давления в проточных трактах гидротурбин // Изв. РАН. Механика жидкости и газа. 2015. № 5. С. 3–15.
3. Minakov A.V., Sentyabov A.V., Platonov D.V., Dekterev A.A., Zakharov A.V. The numerical simulation of low frequency pressure pulsations in the high-head Francis turbine // Computer and Fluids. 2015. Vol. 111. P. 197–205.
4. Platonov D., Minakov A., Dekterev D., Sentyabov A., Dekterev A. Numerical and experimental study of low-frequency pressure pulsations in hydraulic units with Francis turbine // J. of Physics: Conference Series. 2016. Vol. 754. P. 062007-1–062007-6.

5. **Minakov A.V., Platonov D.V., Dekterev A.A., Sentyabov A.V., Pylev I.M., Zakharov A.V.** Use of methods of mathematical modeling to analyze low-frequency pressure pulsations in the continuous run of high-head HPP // *Power Technology and Engng.* 2015. Vol. 49, No. 2. P. 90–97.
6. **Minakov A.V., Sentyabov A.V., Platonov D.V., Dekterev A.A., Gavrillov A.A.** Numerical modeling of flow in the Francis-99 turbine with Reynolds stress model and detached eddy simulation method // *J. of Physics: Conference Series.* 2015. Vol. 579, P. 012004-1–012004-15.
7. **Алексеев С.В., Дектерев А.А., Литвинов 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. 489–502.
8. **Скрипкин С.Г., Куйбин П.А., Шторк С.И.** Влияние инжекции воздуха на параметры закрученного течения в модели отсасывающей трубы TURBINE – 99 // *Письма в ЖТФ.* 2015. Т. 41, вып. 13. С. 48–55.
9. **Platonov D., Minakov A., Dekterev D.** The study of the influence of stabilizing devices on the pressure pulsations at the free discharge of water through the turbine // *MATEC Web of Conferences.* 2017. Vol. 115, No. 06002. P. 1–4.
10. **Favrel A., Landry C., Müller A., Yamamoto K., Avellan F.** Hydro-acoustic resonance behavior in presence of a precessing vortex rope: observation of a lock in phenomenon at part load Francis turbine operation // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Sci.* 2014. Vol. 22. P. 032035-1–032035-9.
11. **Favrel A., Müller A., Landry C., Yamamoto K., Avellan F.** Study of the vortex-induced pressure excitation source in a Francis turbine draft tube by particle image velocimetry // *Exp. Fluids.* 2015. Vol. 56, No. 12. P. 1–15.
12. **Trivedi C., Cervantes M., Dahlhaug O.** Experimental and numerical studies of a high-head Francis turbine: a review of the Francis-99 test case // *Energies.* 2016. Vol. 9, No. 2. P. 1–24.
13. **Платонов Д.В., Минаков А.В., Дектерев Д.А., Масленникова А.В., Куйбин П.А.** Экспериментальное наблюдение явления перезамыкания прецессирующего вихревого жгута в турбине радиально-осевого типа // *Письма в ЖТФ.* 2017. Т. 43, вып. 21. С. 33–36.
14. **Platonov D., Dekterev D., Minakov A., Maslennikova A.** An experimental study of aperiodic pressure pulses in Francis turbine // *J. of Physics: Conf. Series.* 2017. Vol. 899. P. 1022013-1–022013-6.
15. **Alekseenko S.V., Kuibin P.A., Shtork S.I., Skripkin S.G., Sonin V.I., Tsoy M.A.** A novel scenario of aperiodical impacts appearance in the turbine draft tube // *IOP Conf. Series: Earth and Environmental Sci.* 2016. Vol. 49, Iss. 8. P. 082025-1–082025-7.
16. **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 // *J. Fluids Engng (Transactions of the ASME).* 2017. Vol. 139, Iss. 8. P. 081103-1–081103-7.
17. **Алексеев С.В., Куйбин П.А., Шторк С.И., Скрипкин С.Г., Цой М.А.** Явление вихревого перезамыкания в закрученном потоке // *Письма в ЖЭТФ.* 2016. Т. 103, № 7–8. С. 516–521.
18. **Platonov D.V., Minakov A.V., Sentyabov A.V., Dekterev A.A., Zakharov A.V.** The analysis of unsteady flow structure and low frequency pressure pulsations in the high-head Francis turbines // *Intern. J. of Heat and Fluid Flow.* 2015. Vol. 53. P. 183–194.

*Статья поступила в редакцию 31 января 2017 г.,
после доработки — 19 июля 2017 г.*