

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ, ВЫЗВАННЫХ СПИРАЛЬНО-ВИХРЕВЫМИ СТРУКТУРАМИ В ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ МОДЕЛИ ГИДРОТУРБИНЫ

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

¹ Новосибирский государственный университет, г. Новосибирск, Россия,

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

Работа посвящена изучению пульсаций давления в проточной части гидротурбин, возникающих вследствие вихревых структур в неоптимальных режимах работы гидротурбины. Проведено прямое сравнение подходов по выделению синхронной и асинхронной составляющей в сигналах пульсаций давления, а также с использованием разложения на азимутальные моды. Пульсации давления измерялись с помощью четырех акустических датчиков при варьировании режимов работы модели гидротурбины. Сравнение пульсаций давления проведено в геометрии с поворотной частью (коленом) и в прямой конической отсасывающих труб гидротурбины. Показано, что уровень пульсаций давления одинаков для двух типов отсасывающих труб. Методическое различие в применении двух подходов по выделению пульсаций давления в потоке не выявлено. Результаты работы будут полезны при разработке новых способов подавления спирально-вихревых структур в неоптимальных режимах работы гидротурбин с целью увеличения их общего коэффициента полезного действия.

Ключевые слова: гидротурбины, пульсации давления, прецессирующее вихревое ядро.

Введение

Гидроэлектростанции являются наиболее подходящим возобновляемым источником энергии, который обеспечивает возможность гибкого управления выработкой электроэнергии. Однако частое регулирование режимов работы гидротурбины, исходя из объема необходимой энергии, приводит к работе в неоптимальных или нерасчетных режимах. В таких режимах поток, сходящий с кромок рабочего колеса наиболее часто используемых турбин Френсиса [1], имеет большую остаточную закрутку и чрезвычайно восприимчив к возмущениям [2]. В этих условиях в потоке могут возникать когерентные вихревые структуры, которые сложным образом взаимодействуют со всей гидравлической системой и вызывают мощные пульсации давления, значительный шум, нежелательные вибрации или вращающийся срыв, которые впоследствии оказывают влияние на кавитационную эрозию и усталость металла [3]. В самом неблагоприятном случае гидродинамические неустойчивости угрожают безопасности работы всей конструкции гидроэлектростанции [4]. В этой связи можно утверждать об актуальности задачи по изучению структуры нестационарных вихревых явлений в закрученных потоках гидротехнического оборудования, а также задач по управлению такими вихревыми явлениями. Решение данных задач позволит расширить диапазон эксплуатации гидротурбин, повысить общий КПД всей гидроэлектростанции, удешевить вырабатываемую энергию.

Одной из наиболее опасных гидродинамических неустойчивостей, возникающих в проточных частях гидротурбин (отсасывающих трубах) при неоптимальных режимах работы гидротурбины,

является прецессирующее вихревое ядро спиральной формы (ПВЯ) [5] или «вихревой жгут». Данное явление возникает также в вихревых горелочных устройствах [6]. Первые попытки описания ПВЯ были сделаны в работах [7, 8]. Более современные работы, детально описывающие данное явление, используют как численные [9], так и экспериментальные методы [10–13]. Согласно данным статьям, явление ПВЯ можно описать как когерентную вихревую структуру, подобную штопору, которая спускается с тела обтекания турбины и извивается в осевом направлении расширяющейся поворотной проточной части гидротурбины. В турбинах Френсиса ПВЯ генерирует синхронные продольные пульсации давления, что может приводить к резонансным эффектам [4, 14]. В зависимости от режимов работы гидротурбины и уровня разрежения возникают кавитирующие вихревые жгуты [12]. Экспериментальные исследования ПВЯ являются трудной задачей как из-за сложной геометрии поворотной части отсасывающей трубы, так и из-за условий кавитации. Обычно в таких исследованиях используются лазерные методы диагностики потоков, такие как лазерно-доплеровский анемометр (ЛДА) [15] и методы трассерной визуализации Particle Image Velocimetry (PIV) [16] вместе с измерениями пульсаций давления на стенках канала [17, 18].

Частоту и амплитуду прецессирующего вихря можно определить экспериментально с помощью датчиков давления, расположенных на стенках проточной части гидротурбины. При расположении нескольких, например, четырех датчиков давления в одном сечении можно выделить синхронную составляющую данного сигнала:

$$\bar{p}(t) = \frac{1}{4} \sum_{k=1}^4 p_k(t), \quad (1)$$

где p_k – это сигнал давления с k -го датчика. Тогда асинхронная составляющая сигнала будет равна разности сигнала с k -го датчика и синхронной составляющей, определяемой по формуле (1). Возможен и иной подход, когда сигналы с четырех датчиков раскладываются по пространственным Фурье-модам с различными азимутальными числами. Данное разложение позволяет выделить синхронную и асинхронную составляющую пульсаций давления. Сигнал от m -й азимутальной моды можно представить в виде [19]:

$$\hat{p}_m(t) = \sum_{k=1}^4 p_k(t) \exp\left(i2\pi m \frac{k}{4}\right), \quad (2)$$

где p_k – это сигнал давления с k -го датчика и m – номер азимутальной моды. С помощью четырех датчиков можно выделить набор азимутальных мод с числами $m = \{0, 1, 2\}$, причем азимутальная мода $m = 1$ описывает динамику ПВЯ, а мгновенной амплитуде и фазе ПВЯ сопоставляется модуль и аргумент комплексного числа \hat{p}_1 соответственно [20]. Затем моды могут быть представлены в частотной области через спектральную плотность мощности с использованием быстрого преобразования Фурье. Таким образом, разложение на азимутальные моды позволяет однозначно идентифицировать ПВЯ в потоке, а также определить его частоту и амплитуду.

Отсасывающая труба позволяет использовать дополнительный напор на рабочем колесе гидротурбины, восстанавливая часть энергии уходящего потока. В работе [21] дано сравнение пульсаций давления, вызванных ПВЯ и возникающих за рабочим колесом гидротурбины. Сравнение проведено для двух типов отсасывающих труб: конической и изогнутой (с поворотным коленом). Зависимость амплитуды пульсаций давления получена для разных значений параметра кавитации. Оказалось, что для конической трубы пульсации давления почти одинаковы по амплитуде для различных параметров кавитации, а для изогнутой отсасывающей трубы наблюдался четкий максимум пульсаций давления для узкого диапазона чисел кавитации. Выбор типа трубы (конусная или изогнутая) зависит от того, насколько возможно заглубить турбину. Поскольку заглубление турбины достаточно трудоемкая и дорогая задача, то чаще используются изогнутые трубы [1]. При этом в литературе отсутствуют данные по сравнению пульсаций давления, вызванных вихревыми структурами, для двух типов отсасывающих труб в зависимости от расхода потока. Такая зависимость представляет особый интерес, поскольку расход потока и частота вращения рабочего колеса однозначно задают режим работы гидротурбины [15].

Целью настоящей работы является сравнение двух методических подходов по выделению синхронной и асинхронной составляющих пульсаций давления, а также с использованием азимутальной

моды $m = 1$, соответствующей ПВЯ. Сравнение подходов проведено на поворотной (с коленом) и прямой отсасывающей трубе гидротурбины при варьировании режимов работы воздушной модели гидротурбины от режима с сильной недогрузкой до режимов с перегрузкой. Показано сравнение пульсаций давления, генерируемых нестационарными вихревыми явлениями, для двух типов отсасывающих труб в зависимости от расхода потока.

Экспериментальная установка

Для моделирования течения в отсасывающей трубе гидротурбины можно использовать воздух в качестве рабочей среды [22]. Переход от воды к воздушной среде позволяет избежать проблем с герметизацией соединений, помимо этого, нам проще изменять форму отсасывающей трубы, применять для создания стенда пластиковые трубы, они достаточно дешевы и имеют множество вариаций, и прочны в пределах наших характеристик потока. Часть деталей нашего стенда сделана с помощью 3D-принтера, он помогает быстро и точно воспроизводить геометрически сложные комплектующие измерительного участка [22, 23]. Однако существует ряд сложностей в применении «воздушного» подхода к моделированию. Так, с использованием воздуха можно моделировать только докавитационные режимы течения, невозможен учет гидроакустических эффектов. Оказывается, что нереально рассмотреть влияние кавитации на вихревой жгут, однако этим эффектом можно пренебречь, так как вихревой жгут образуется и в докавитационных режимах течения.

Для моделирования условий формирования ПВЯ в потоке мы не моделировали весь тракт гидротурбины, включая направляющий аппарат, спиральную камеру и рабочее колесо, а использовали упрощенную систему, состоящую из двух последовательно расположенных завихрителей, одного неподвижного (направляющий аппарат) и одного вращающегося (рабочее колесо). Данная комбинация завихрителей позволяет формировать распределение скоростей на входе в модель отсасывающей трубы, аналогичное распределению скоростей на входе в полномасштабную отсасывающую трубу гидротурбины [24–27]. Геометрическая форма завихрителей такова, что оптимальная производительность воздушной модели турбины Френсиса [24] (режим Best Efficiency Point, BEP) обеспечивается при расходе потока $Q_c = 0,049 \text{ м}^3/\text{с}$ и скорости вращения по часовой стрелке рабочего колеса $n_c = 2432 \text{ об/мин}$. Схема измерительной части установки представлена на рис. 1. Коническая отсасывающая труба имеет угол раствора конуса в 4° , диаметр входной части $D = 100 \text{ мм}$, диаметр выходной части – $1,2D$, высота конуса – $2,8D$. Изогнутая отсасывающая труба состоит из двух частей: конуса и поворотного колена. Данный конус имеет входной диаметр D , выходной диаметр –

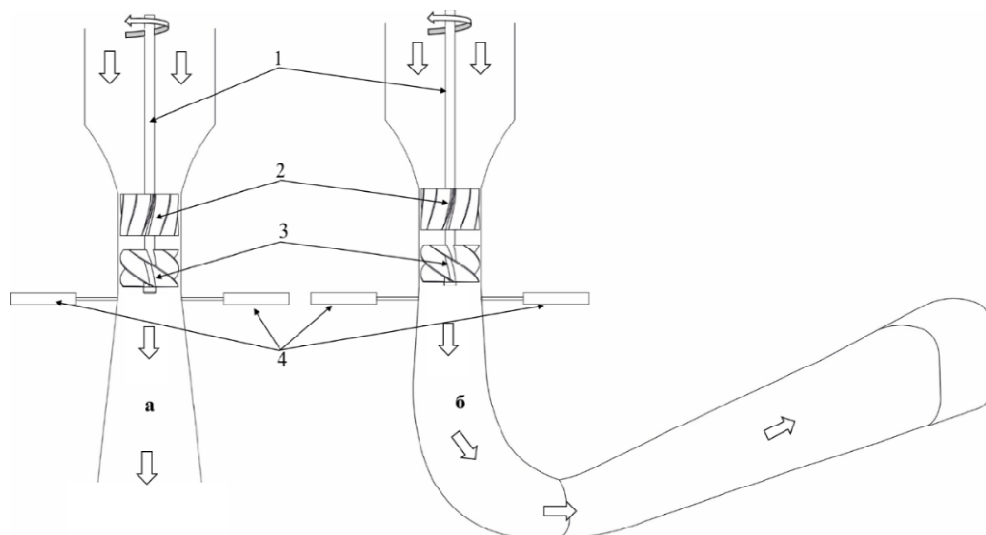


Рис. 1. Экспериментальный участок воздушной модели гидротурбины. Слева (а) показана коническая отсасывающая труба, справа (б) – изогнутая отсасывающая труба. Цифрами указаны: 1 – вращающийся вал рабочего колеса, 2 – направляющий аппарат (покоящийся завихритель), 3 – рабочее колесо (вращающийся завихритель), 4 – акустические датчики (показаны по два датчика, еще два перпендикулярны плоскости рисунка). Прозрачные стрелки указывают направление воздушного потока

1,12D, высоту – 0,85D. Поворотное колено имеет входной диаметр 1,12D, выходной диаметр – 1,6D, длину – 10D. Отсасывающие трубы, завихрители были изготовлены посредством 3D-печати. Данная технология зарекомендовала себя как простой и доступный способ воспроизведения необходимой геометрии завихрителей и других частей стенда.

Аэродинамическая установка может быть использована для исследования течений с числами Рейнольдса от 12 000 до 60 000, которые соответствуют диапазону расхода воздуха от $0,3Q_c$ до $1,5Q_c$ при комнатной температуре 296 К. Воздушный поток подавался воздуходувкой МТ-08 мощностью 7,5 кВт с максимальным расходом $0,153 \text{ м}^3/\text{с}$ и давлением 0,4 бар. Поток поступает в рабочую секцию через входное отверстие и проходит через первый неподвижный лопаточный завихритель, который выполняет роль направляющего аппарата (см. рис. 1). За ним следует вращающийся завихритель – рабочее колесо с прикрепленным к нему телом обтекания. Вращающийся завихритель приводится в движение через вал, соединенный с внешним сервоприводом. По бокам конуса были предусмотрены четыре отверстия для установки акустических датчиков. Пройдя через рабочий объем, воздух поступает в отсасывающую трубу и затем выходит в атмосферу. Для выравнивания потока перед рабочей секцией в аэродинамический контур поместили расширительную секцию с неподвижными решетками и конфузуром.

Необходимый режим работы модели гидротурбины (расход воздуха и частота вращения рабочего колеса) устанавливается с помощью специальной программы. Данная программа предназначена для изменения режимов работы модели и за-

писи сигналов с акустических датчиков. Реализована запись расхода с частотой дискретизации 2 кГц, с этой же частотой идет запись сигнала с акустических датчиков.

Для акустических измерений использовались микрофоны Behringer ECM 8000. Сигналы с датчиков оцифровывались с помощью АЦП L-Card E-440 и усиливались с помощью предусилителей Microgain M200. Чтобы уменьшить влияние микрофонов на поток, использовались отборники давления в виде тонкой трубки длиной 150 мм и диаметром 2 мм. Такие отборники устанавливаются заподлицо со стенками отсасывающих труб, также отборники несколько изменяют амплитуду и фазу измеряемого сигнала, но не влияют на определение частоты ПВЯ [23]. Во всех экспериментах данной работы датчики пульсаций давления были расположены в сечении, параллельном плоскости рабочего колеса, на расстоянии 60 мм от него. Схема расположения датчиков показана на рис. 2.

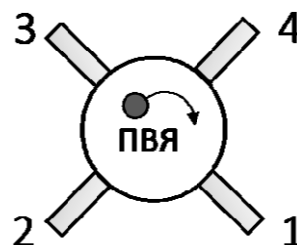


Рис. 2. Схема расположения четырех акустических датчиков в измерительном сечении

Основные погрешности связаны с неточностью установки расхода, частоты вращения сервопривода и точностью измерения Behringer ECM 8000. Расход

контролировался расходомером IRVIS-RS4M-ULTRA с точностью измерения расхода 1,5 % (данные паспорта прибора). Погрешность измерения частоты и амплитуды ПВЯ с помощью микрофонов Behringer ECM 8000 составила примерно 1 %, погрешностью в определении частоты ПВЯ методами Фурье-преобразования можно пренебречь из-за достаточно высокой частоты дискретизации акустического сигнала (2000 Гц) относительно характерной частоты ПВЯ (около 20 Гц).

Результаты

В настоящей работе изучались синхронные и асинхронные пульсации давления при постоянной частоте вращения завихрителя, равной n_c , и варьировании расхода от $0,3Q_c$ до $1,5Q_c$ с шагом $0,02Q_c$. В каждом стационарном режиме проводится одновременная запись сигнала со всех микрофонов в течение 5 с. При обработке сигналы со всех четырех микрофонов разлагаются совместно на азимутальные пространственные моды с использованием пространственного преобразования Фурье (2). Затем моды преобразуются в частотную область в виде спектральной плотности мощности с помощью быстрого преобразования Фурье.

Рассмотрим характерные режимы работы: с сильной недогрузкой гидротурбины ($0,3Q_c$), режим с наибольшими пульсациями давления ($0,5Q_c$), оптимальный режим (Q_c), режим с перегрузкой ($1,5Q_c$). На рис. 3, 4 показаны спектры для азимутальных чисел $m = 1, 2$, полученные с использованием разложения в форме (2). На данных графиках

показана красным цветом азимутальная мода $m = 1$, соответствующая ПВЯ, и вторая мода синим цветом, соответствующая второй гармонике ПВЯ. Спектры для азимутального числа $m = 0$ и спектры синхронных пульсаций не приводятся, поскольку данные спектры включают постоянные наводки от экспериментального стенда, которые не представляют интереса для задачи выделения вихревых структур внутри потока.

Для оптимального режима и режима с перегрузкой спирально-вихревые структуры не наблюдаются: амплитуды частот в спектрах пульсаций давления не превосходят фоновых значений. В оптимальном режиме поток, сходящий с рабочего колеса гидротурбины, имеет очень слабую закрутку, реализуется почти нормальный выход потока [23]. Как следствие, изначально в оптимальном режиме нет условий для появления за рабочим колесом вихревых структур вне зависимости от формы отсасывающей трубы. В режиме перегрузки для заданного нами расхода образуется осесимметричный вихрь, частота прецессии которого совпадает с частотой n_c вращения завихрителя. Данный вихрь при расходе $1,3Q_c$ достаточно слаб, проявляя себя небольшими пульсациями давления. Таким образом, для режима с перегрузкой и оптимального режима преобладающим является нулевая азимутальная мода и ПВЯ в данных режимах отсутствует.

Из рис. 3 и 4 видно, что наиболее сильный пик в спектрах наблюдается для режима с расходом $0,5Q_c$. Для обоих типов отсасывающих труб данные спектры имеют два четких пика. Однако

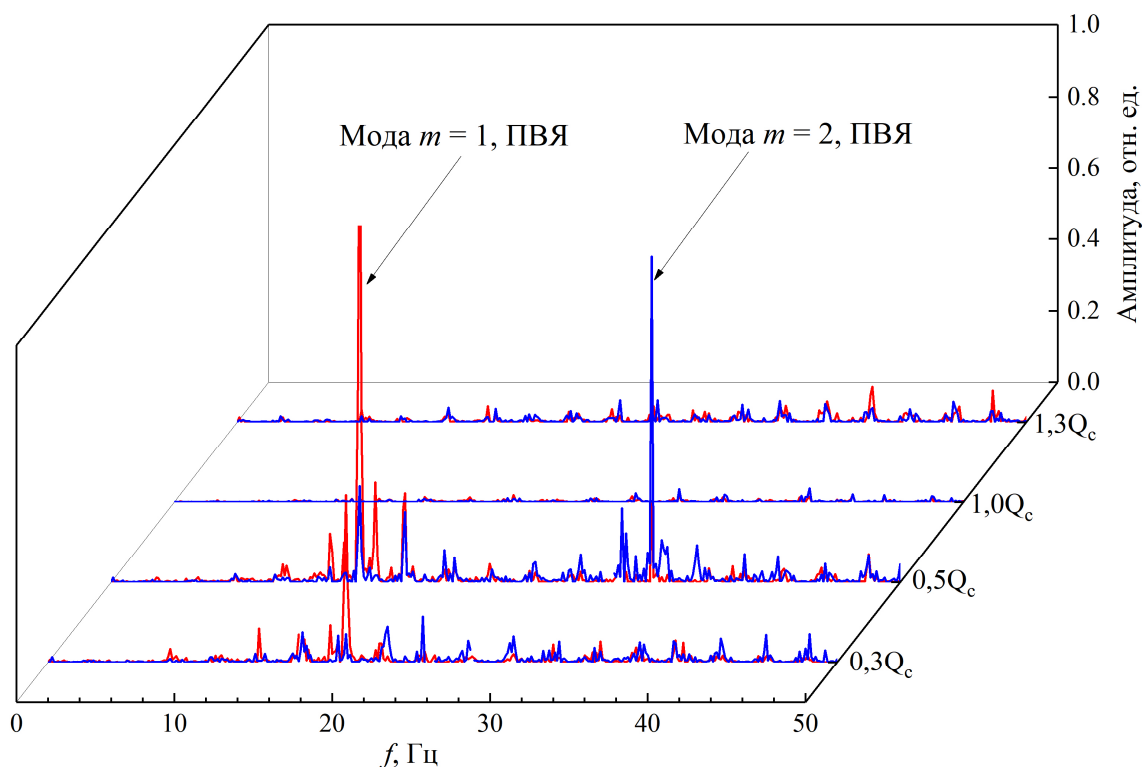


Рис. 3. Спектр пульсаций давления в сечении изогнутой отсасывающей трубы

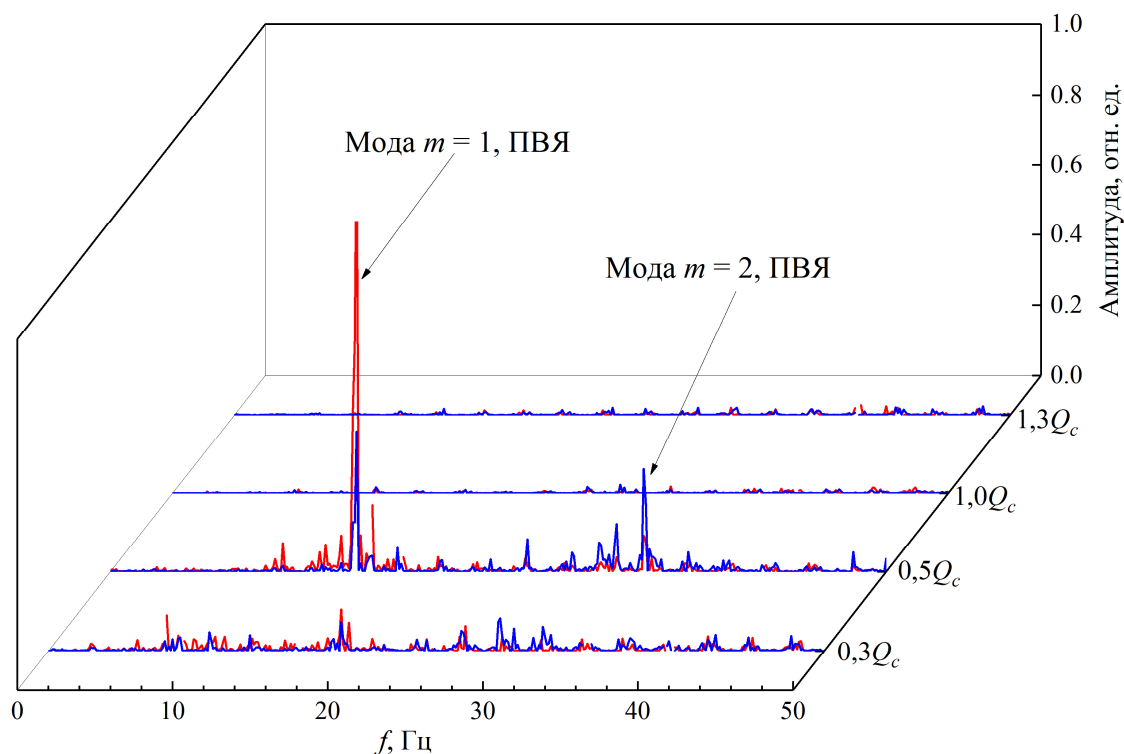


Рис. 4. Спектр пульсаций давления в сечении прямой отсасывающей трубы

в случае изогнутой отсасывающей трубы первый (16–19 Гц, красный цвет) и второй (32–36 Гц, синий цвет) пики демонстрируют примерно равные амплитуды, тогда как в случае прямой трубы амплитуда второй моды значительно меньше амплитуды первой моды. Эти части когерентных пульсаций давления вызваны ПВЯ, образующимся в конусе отсасываю-

щей трубы в неоптимальных режимах ($0,3Q_c$ и $0,5Q_c$). Для режима сильной недогрузки $0,3Q_c$ амплитуда ПВЯ ниже, поскольку в данном режиме ПВЯ только начинает зарождаться, набирая свою амплитуду по мере приближения к режиму $0,5Q_c$ [23].

На рис. 5 представлен график максимальной амплитуды доминирующего пика в спектре ази-

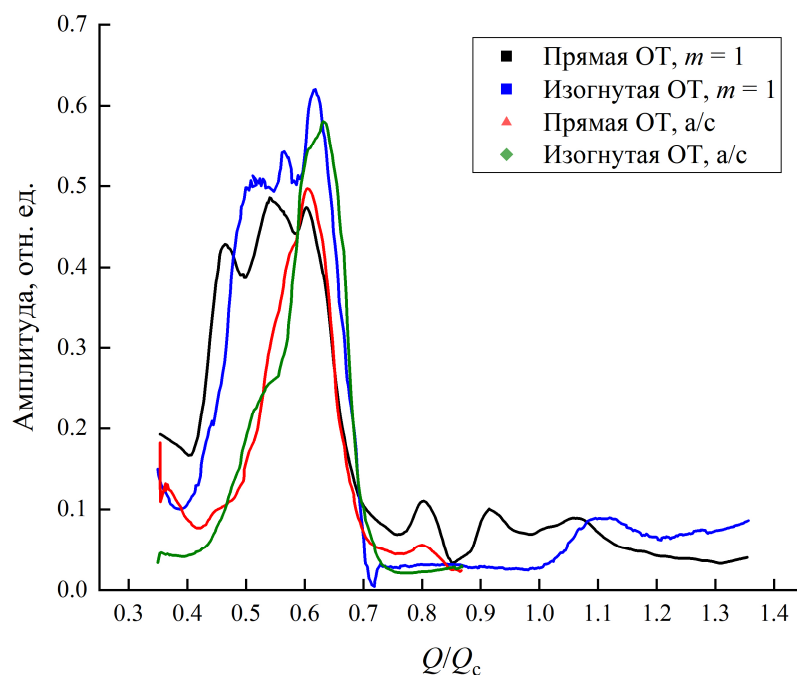


Рис. 5. Сравнение максимальных амплитуд в спектрах первой моды и асинхронных пульсаций давления в сечении различных типов отсасывающих труб. Сокращения: ОТ – отсасывающая труба, а/с – асинхронная часть пульсаций

мутальной моды $m = 1$ и спектре асинхронных пульсаций в зависимости от расхода потока в диапазоне от $0,3Q_c$ до $1,5Q_c$ с шагом $0,02Q_c$. Помимо этого, такой же анализ проделан для асинхронных пульсаций давления. Согласно этому графику, максимальное влияние ПВЯ на стенки отсасывающей трубы наблюдается при расходе $0,6Q_c$. Все пульсации, амплитуда которых меньше $0,1$ (в относительных единицах), являются фоновыми, это следует из спектров данных пульсаций, на которых выделенной частоты не наблюдается. Существенных различий значений амплитуд для разных типов отсасывающих труб не наблюдается так же, как и нет заметной количественной разницы между выделением для анализа пульсаций давления первой азимутальной модой и рассмотрением только асинхронной части пульсаций давления. Впрочем, можно отметить несколько более высокий средний уровень амплитуд пульсаций давления в случае изогнутой отсасывающей трубы. Данный эффект связан с взаимодействием пульсаций давления с изогнутой трубой, в результате которого возникают сложные переотражения, вследствие чего амплитуда моды $m = 2$ увеличивается. Напротив, простая форма прямой конической отсасывающей трубы снижает подобный эффект, тем самым получается более низкий уровень пульсаций давления.

Заключение

Проведено прямое сравнение подходов по выделению синхронной и асинхронной составляющей пульсаций давления, а также с использованием разложения на азимутальные моды в режимах с формированием ПВЯ в модели гидротурбины, варьируя условия её работы. Результаты получены в случае рассмотрения поворотной (с коленом), а также прямой (конической) отсасывающей трубы модели гидротурбины. Обнаружено, что нет заметных различий значений амплитуд для разных типов отсасывающих труб так же, как и нет разницы между подходами по выделению вклада ПВЯ в пульсации давления, получаемые с помощью рассмотрения только асинхронной части пульсаций давления или выделения азимутальной моды $m = 1$. Результаты работы будут полезны при разработке новых способов подавления спирально-вихревых структур в неоптимальных режимах работы гидротурбин с целью расширения диапазона её устойчивой работы.

Исследование было частично выполнено в рамках выполнения гранта Президента (№ МК-1504.2021.4 в части измерения пульсаций давления в аксиальном конусе), а также гранта РФФИ (№ 20-58-12012ННIO_а, в части использования инфраструктуры и оборудования). Литвинов И. благодарит государственное задание НГУ в части анализа с использованием эмпирического разложения на моды.

Литература/References

1. Gubin M.F. *Draft tubes of hydro-electric stations*. New Delhi: Amerind Publishing Company for the US Bureau of Reclamation, 1973.
2. Escudier M. Confined Vortices in Flow Machinery. *Annu. Rev. Fluid Mech.*, 1987, vol. 19, no. 1, pp. 27–52. DOI: 10.1146/annurev.fl.19.010187.000331
3. Trivedi C., Cervantes M.J. Fluid-structure interactions in Francis turbines: A perspective review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2017, vol. 68, pp. 87–101. DOI: 10.1016/j.rser.2016.09.121
4. Dörfler P., Sick M., Coutu A. *Flow-induced pulsation and vibration in hydroelectric machinery: engineer's guidebook for planning, design and troubleshooting*. London; New York: Springer, 2013. 242 p. DOI: 10.1007/978-1-4471-4252-2
5. Gallaire F. et al. Spiral vortex breakdown as a global mode. *J. Fluid Mech.*, 2006, vol. 549, no. 1, pp. 71–80. DOI: 10.1017/S0022112005007834
6. Syred N. A review of oscillation mechanisms and the role of the precessing vortex core (PVC) in swirl combustion systems. *Progress in Energy and Combustion Science*, 2006, vol. 32, no. 2, pp. 93–161. DOI: 10.1016/j.peccs.2005.10.002
7. Nishi M. et al. Study on swirl flow and surge in an elbow typedraft tube. *IAHR/AIRH 10th Symposium 10E, Hydraulic Machinery and Equipment Associated with Energy Systems in the New Decade of the 1980's, At: Tokyo*, 1980, vol. 1, pp. 57–68.
8. Nishi M. et al. Surging characteristics of conical and elbow-type draft tubes. *IAHR Symposium on Hydraulic Machinery in the Energy Related Industries At: Stirling*, 1984, pp. 272–283.
9. Pasche S., Avellan F., Gallaire F. Part Load Vortex Rope as a Global Unstable Mode. *Journal of Fluids Engineering*, 2017, vol. 139, no. 5: 051102. DOI: 10.1115/1.4035640
10. Oberleithner K. et al. Three-dimensional coherent structures in a swirling jet undergoing vortex breakdown: stability analysis and empirical mode construction. *J. Fluid Mech.*, 2011, vol. 679, pp. 383–414. DOI: 10.1017/jfm.2011.141
11. Favrel A. et al. 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, pp. 215. DOI: 10.1007/s00348-015-2085-5

12. Iliescu M.S., Ciocan G.D., Avellan F. Analysis of the Cavitating Draft Tube Vortex in a Francis Turbine Using Particle Image Velocimetry Measurements in Two-Phase Flow. *Journal of Fluids Engineering*, 2008, vol. 130, no. 2: 021105. DOI: 10.1115/1.2813052
13. Goyal R., Cervantes M.J., Gandhi B.K. Vortex Rope Formation in a High Head Model Francis Turbine. *Journal of Fluids Engineering*, 2017, vol. 139, no. 4: 041102. DOI: 10.1115/1.4035224
14. Trivedi C., Gandhi B., Michel C.J. Effect of transients on Francis turbine runner life: a review. *Journal of Hydraulic Research*, 2013, vol. 51, no. 2, pp. 121–132. DOI: 10.1080/00221686.2012.732971
15. Suslov D.A. et al. The Influence of Transient Regimes on Unsteady Vortex Phenomena in the Model of the Draft Tube of the Hydraulic Turbine. *SJPhys*, 2020, vol. 14, no. 4, pp. 55–68. DOI: 10.25205/2541-9447-2019-14-4-55-68
16. Litvinov I.V., Sharaborin D.K., Shtork S.I. Reconstructing the structural parameters of a precessing vortex by SPIV and acoustic sensors. *Exp Fluids*, 2019, vol. 60, no. 9, pp. 139. DOI: 10.1007/s00348-019-2783-5
17. Litvinov I. et al. Experimental Study of Transient Flow Regimes in a Model Hydroturbine Draft Tube. *Energies*, 2021, vol. 14, no. 5: 1240. DOI: 10.3390/en14051240
18. Suslov D.A. et al. Transient phenomena in the draft tube model of a Francis hydro-turbine. *J. Phys.: Conf. Ser.*, 2019, vol. 1359: 012016. DOI: 10.1088/1742-6596/1359/1/012016
19. Lückoff F. et al. Phase-Opportunity Control of the Precessing Vortex Core in Turbulent Swirl Flames for Investigation of Mixing and Flame Stability. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, vol. 141, no. 11: 111008. DOI: 10.1115/1.4044469
20. Müller J.S., Lückoff F., Oberleithner K. Guiding Actuator Designs for Active Flow Control of the Precessing Vortex Core by Adjoint Linear Stability Analysis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 2019, vol. 141, no. 4: 041028. DOI: 10.1115/1.4040862
21. Nishi M., Liu S. An Outlook on the Draft-Tube-Surge Study. *International Journal of Fluid Machinery and Systems*, 2013, vol. 6, no. 1, pp. 33–48. DOI: 10.5293/ijfms.2013.6.1.033
22. Nishi M. et al. A Preliminary Study on the Swirling Flow in a Conical Diffuser with Jet Issued at the Center of the Inlet. *Scientific Bulletin of the "Politehnica" University of Timisoara Transactions on Mechanics*. Vol. 52 (66), Fascicola 6, 2007, pp. 197–202.
23. Litvinov I. et al. 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, pp. 410–422. DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2017.10.030
24. Sonin V. et al. Study of the velocity distribution influence upon the pressure pulsations in draft tube model of hydro-turbine. *IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci.*, 2016, vol. 49: 082020. DOI: 10.1088/1755-1315/49/8/082020
25. Skripkin S. et al. Comparative analysis of twin vortex ropes in laboratory models of two hydro-turbine draft-tubes. *Journal of Hydraulic Research*, 2016, vol. 54, no. 4, pp. 450–460.
26. Skripkin S.G. et al. Study of Pressure Shock Caused by a Vortex Ring Separated From a Vortex Rope in a Draft Tube Model. *Journal of Fluids Engineering*, 2017, vol. 139, no. 8: 081103.
27. Litvinov I.V., Mitryakov A.S., Shtork S.I. A Study of Transient Flow Modes in a Hydraulic Turbine Draft Tube Model. *Power Technol. Eng.*, 2016, vol. 50, no. 1, pp. 1–5.

Суслов Даниил Андреевич, студент, Новосибирский государственный университет; инженер, Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, г. Новосибирск; d.suslov@g.nsu.ru.

Литвинов Иван Викторович, канд. физ.-мат. наук, старший преподаватель, Новосибирский государственный университет; научный сотрудник, Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, г. Новосибирск; litvinov@itp.nsc.ru.

Гореликов Евгений Юрьевич, ассистент, Новосибирский государственный университет; аспирант, инженер-исследователь, Институт теплофизики им. С.С. Кутателадзе СО РАН, г. Новосибирск; gorelikoev@gmail.com.

Поступила в редакцию 16 июля 2021 г.

COMPARATIVE ANALYSIS OF PRESSURE PULSATIONS CAUSED BY SPIRAL-VORTEX STRUCTURES IN THE FLOW PART OF THE HYDRAULIC TURBINE MODEL

D.A. Suslov, *d.suslov@g.nsu.ru*,
I.V. Litvinov, *litv88@yandex.ru*,
E.Yu. Gorelikov, *gorelikoey@gmail.com*

¹ *Novosibirsk State University, Novosibirsk, Russian Federation,*

² *Kutateladze Institute of Thermophysics, Siberian Branch of the RAS, Novosibirsk, Russian Federation*

The paper studies the pressure pulsations in the hydraulic turbines flow section arise as a result of vortex structures in non-optimal hydraulic turbine operation regimes. The authors directly compare the approaches to the extraction of synchronous and asynchronous components in pressure pulsation signals, as well as using the decomposition into azimuthal modes. Pressure pulsations were measured using four acoustic sensors while varying the operating regimes of the hydraulic turbine model. The pressure pulsations were compared for the shallow draft tube and the deep draft tube of the hydraulic turbine. It is shown that the level of pressure pulsations is the same for two types of draft tubes. There is no methodological difference in the application of the two approaches to the extraction of pressure pulsations in the flow. The results shall be applicable in the development of new methods for suppressing spiral-vortex structures in non-optimal regimes of operation of hydraulic turbines in order to increase their overall efficiency.

Keywords: hydraulic turbines, pressure pulsations, processing vortex core.

Received 16 July 2021

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Суслов, Д.А. Сравнительный анализ пульсаций давления, вызванных спирально-вихревыми структурами в проточной части модели гидротурбины / Д.А. Суслов, И.В. Литвинов, Е.Ю. Гореликов // Вестник ЮУрГУ. Серия «Энергетика». – 2021. – Т. 21, № 3. – С. 49–56. DOI: 10.14529/power210306

FOR CITATION

Suslov D.A., Litvinov I.V., Gorelikov E.Yu. Comparative Analysis of Pressure Pulsations Caused by Spiral-Vortex Structures in the Flow Part of the Hydraulic Turbine Model. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Power Engineering*, 2021, vol. 21, no. 3, pp. 49–56. (in Russ.) DOI: 10.14529/power210306