

УДК 621.224

**А.В. БОНДАРЕНКО**, канд. техн. наук; доц. НТУ «ХПИ»;  
**А.М. ГРИШИН**, ст. преп. НТУ «ХПИ»

## НИЗКОЧАСТОТНЫЕ ПУЛЬСАЦИИ ДАВЛЕНИЯ В ГИДРОТУРБИНАХ, ИНДУЦИРОВАННЫЕ ВИХРЕВЫМ ЖГУТОМ

Выполнен анализ процесса пульсаций давления в гидротурбинах, составлена классификация отдельных компонентов. Рассмотрена физическая модель возникновения и движения вихревого жгута в отсасывающей трубе гидротурбины. Приведены результаты экспериментальных исследований полей давления за рабочим колесом модельной гидротурбины и зависимости частоты жгутовых пульсаций давления от приведенного расхода.

**Ключевые слова:** гидротурбина, циркуляция потока, пульсации давления, вихревой жгут, отсасывающая труба.

**Введение.** Пульсации давления в проточной части гидротурбин возникают в результате колебания абсолютной скорости в рассматриваемой точке. Эти колебания вызываются различными источниками:

- турбулентными пульсациями скорости при обтекании элементов проточной части;
- вращением неравномерного поля скоростей, создаваемого рабочим колесом;
- взаимодействием решетки рабочего колеса с неравномерным полем скоростей, создаваемым спиральной камерой, колоннами статора и направляющим аппаратом;
- вращением вихревого жгута;
- колебанием расхода через проточную часть при режимах с форсированной мощностью.

В связи с этим, из общего спектра пульсаций давления можно выделить отдельные компоненты, с частотами пропорциональными и не пропорциональными частоте вращения рабочего колеса.

К первым, по нарастанию частот, относятся: оборотные пульсации давления с частотой  $f_{об} = n_1/60$ ; лопастные с частотой  $f_{л} = n_1 \cdot z_1/60$ ; лопаточные с частотой  $f_{лоп} = n_1 \cdot z_0/60$  и лопаточно-лопастные с частотой  $f_{л-л} = n_1 \cdot z_0 \cdot z_1/60$  и кратные перечисленным. В этих выражениях  $n_1$  – частота вращения рабочего колеса,  $мин^{-1}$ ,  $z_1$  и  $z_0$  – соответственно число лопастей рабочего колеса и лопаток направляющего аппарата.

Ко вторым, относятся турбулентные пульсации давления, вызванные движением вихрей различных масштабов, возникающих при обтекании элементов проточной части; жгутовые, вызванные движением вихревого жгута, и синфазные, вызванные колебанием расхода воды через турбину.

**Анализ публикаций.** Многолетний международный и отечественный опыт эксплуатации жестколопастных гидротурбин показал, что одной из наиболее распространенных причин поломки оборудования или снижения его долговечности являются жгутовые пульсации давления. Изучение явления образования вихревых жгутов в отсасывающих трубах гидротурбин и разработка мероприятий по снижению уровня жгутовых пульсаций и в настоящее время остается актуальной задачей.

В литературе [1] для описания частоты жгутовых пульсаций встречается выра-

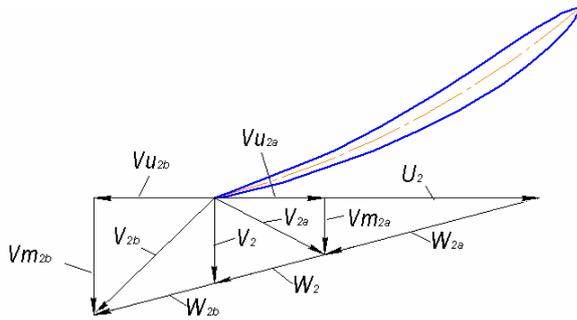


Рис. 2 – Треугольники скоростей на выходе из рабочего колеса

противоположных по знаку циркуляций вихря его эксцентриситет больше в случае совпадения циркуляций вихря и окружающего потока.

Поток у корневых сечений за вращающимся рабочим колесом можно представить в виде векторной диаграммы, приведенной на рис. 2.

Обозначим компоненты скорости на выходе из корневых сечений рабочего колеса на оптимальном режиме как:

$U_2$  – переносная скорость;  $W_2$  – относительная скорость;  $V_2$  – абсолютная скорость.

На этом режиме за рабочим колесом нет закрутки, поэтому абсолютная скорость  $V_2$  не имеет проекции на направление вращения и одновременно является меридианной  $V_{m2}$  составляющей потока. В поле универсальной характеристики можно провести линию, отвечающую бесциркуляционному выходу потока из решетки корневых профилей рабочего колеса. Как правило, эта линия проходит через оптимум из левой нижней зоны универсальной характеристики (точнее из ее начала координат) в правую верхнюю зону.

Режимы, лежащие на линии нулевой циркуляции, характеризуются отсутствием вихревого жгута. Поток за рабочим колесом при этом может быть безвихревым или иметь вихревую структуру с положительным градиентом циркуляции от нуля на оси гидротурбины до некоторой, отличной от нуля, на периферии. Указанное распределение циркуляции зависит от геометрии решеток профилей (в первую очередь от перекрутки лопасти).

При изменении режима в сторону меньших или больших расходов поток в корневом сечении за рабочим колесом обретает положительную  $V_{u2a}$  или отрицательную  $V_{u2b}$  закрутку. Именно эта закрутка определяет циркуляцию вихревого жгута.

Уменьшение расхода приводит к увеличению положительной циркуляции вихревого жгута, увеличению эксцентриситета и уровня пульсаций давления. Одновременно происходит увеличение диаметра ядра, что затем, в свою очередь, приводит к уменьшению эксцентриситета за счет вытеснения вихрем области расходного невозмущенного потока. Максимальные эксцентриситет вихревого жгута и пульсации давления наблюдаются на режимах частичной (40–60 %) нагрузки. Минимальный, а точнее равный нулю эксцентриситет возможен при условном режиме, когда рабочее колесо вращается без расхода воды через турбину. В этом случае скорости  $V_{u2a}$  во всех сечениях станут равными  $U_2$  и, таким образом, вся вода за рабочим колесом будет вращаться как твердое тело, то есть ядро вихря займет все пространство под рабочим колесом. При этом циркуляция вихря (по контуру, охватывающему все сечение отсасывающей трубы) будет максимальной, а пульсации давления будут равными нулю, в силу отсутствия эксцентриситета.

Увеличение расхода воды через турбину, за оптимальным режимом, вызывает появление отрицательной закрутки потока  $V_{u2b}$  (см. рис. 2). Образовавшийся при этом вихревой жгут имеет отрицательную циркуляцию и вращается в сторону, противоположную вращению рабочего колеса. При отмеченных режимах циркуляция на выходе также увеличивается с увеличением расхода и также наблюдается рост ядра жгута, хотя и менее интенсивный, чем при режимах с частичными нагрузками.

Вращаясь вокруг оси турбины, вихревой жгут, при наличии эксцентриситета, индуцирует на стенках отсасывающей трубы переменные во времени скорости. Двойной относительный размах пульсаций давления за один оборот жгута при этом равен разности динамических напоров, вычисленных по максимальной и минимальной абсолютной скорости:

$$\frac{2A}{H} \% = \frac{V_{\max}^2 - V_{\min}^2}{2 \cdot g \cdot H} \cdot 100, \quad (1)$$

где  $V_{\max}$  и  $V_{\min}$  соответственно наибольшая и наименьшая абсолютные скорости за один период колебаний,  $H$  – действующий напор. Для определения указанных скоростей необходимо знать циркуляцию вихревого жгута, его эксцентриситет, а также компоненты невозмущенного окружающего потока  $V_{u_{\text{н}}}$  и  $V_{z_{\text{н}}}$  на стенке отсасывающей трубы, где определяются пульсации давления. При допущении, что рассматриваемый элемент жгута соосный с осью турбины, наибольшие и наименьшие окружные скорости, индуцированные на стенке цилиндрической трубы, составят:

$$V_{u_{\max}} = \frac{\Gamma}{2\pi \cdot (R_{\text{тр}} - e)}; \quad (2)$$

$$V_{u_{\min}} = \frac{\Gamma}{2\pi(R_{\text{тр}} + e)}, \quad (3)$$

где  $\Gamma$  – циркуляция потока у корневых сечений рабочего колеса;  $R_{\text{тр}}$  и  $e$ , соответственно радиус трубы, и эксцентриситет вихревого жгута.

Искомые абсолютные скорости определяем как:

$$V_{\max} = \sqrt{(V_{u_{\text{н}}} + V_{u_{\max}})^2 + V_{z_{\text{н}}}^2}; \quad (4)$$

$$V_{\min} = \sqrt{(V_{u_{\text{н}}} + V_{u_{\min}})^2 + V_{z_{\text{н}}}^2}. \quad (5)$$

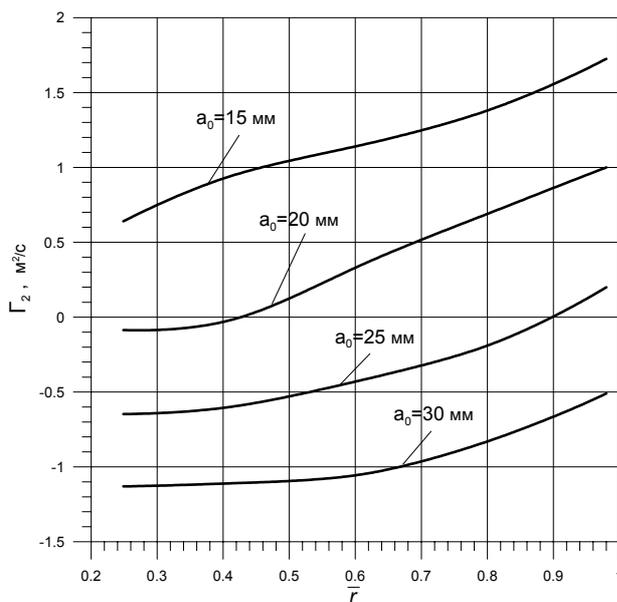


Рис. 3 – Циркуляция потока за рабочим колесом модельной гидротурбины РО-170

Экспериментальные исследования [2] показали, что циркуляция потока у корневых сечений жестколопастных гидротурбин изменяется от положительных значений при расходах меньших оптимальных до отрицательных значений при расходах больших оптимальных. При этом наблюдается положительный градиент циркуляции вдоль размаха лопасти рабочего колеса.

Аналогичные результаты получены нами при испытании модельной гидротурбины РО-170 рис. 3. Во время этих испытаний нами измерялись поля давлений в сечении нормальном оси турбины на расстоянии  $0,3D_1$  от нижнего кольца

направляющего аппарата с помощью специального датчика-зонда и специальной разработанной методики. Методика позволяет получить поля давлений, из анализа которых можно безошибочно получать величину эксцентриситета вихревого жгута. Результаты этих измерений для трех открытых направляющего аппарата при  $n_1' = 63 \text{ мин}^{-1}$  приведены на рис. 4. Из рассмотрения полей давления при  $a_0 = 15 \text{ мм}$  и  $a_0 = 30 \text{ мм}$  совместно с графиками на рис. 3, становится очевидным, что при отрицательном и большем значении циркуляции вихревого жгута его эксцентриситет меньше чем при положительном значении, о чем было сказано выше при рассмотрении подъемной силы, действующей на элементы жгута.

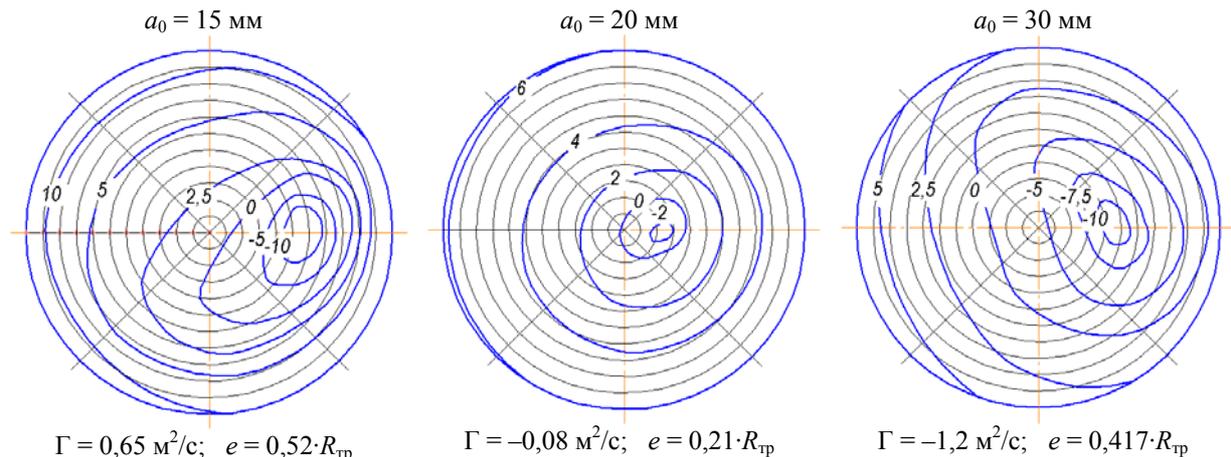


Рис. 4 – Поля давлений (м вод. ст.) в отсасывающей трубе модельной гидротурбины РО-170, индуцируемые вихревым жгутом

Для фиксированных режимов, соответствующих полям давлений, изображенным на рис. 4 частота жгутовых пульсаций составляет: при  $a_0 = 15 \text{ мм}$  – 3,08 Гц; при  $a_0 = 20 \text{ мм}$  – 33,3 Гц; при  $a_0 = 30 \text{ мм}$  – 8,17. Пульсации давления на отмеченных режимах составляют соответственно 18 %, 1,6 % и 11 % от величины напора.

При исследовании потока с помощью датчика-зонда, перемещавшегося горизонтально под рабочим колесом, удалось измерить частоту вращения жгута в широком диапазоне режимов, включая режимы близкие к оптимальным с низким уровнем пульсаций давления, когда при измерении датчиками, установленными на стенке отсасывающей трубы, сигнал от жгута не удавалось регистрировать.

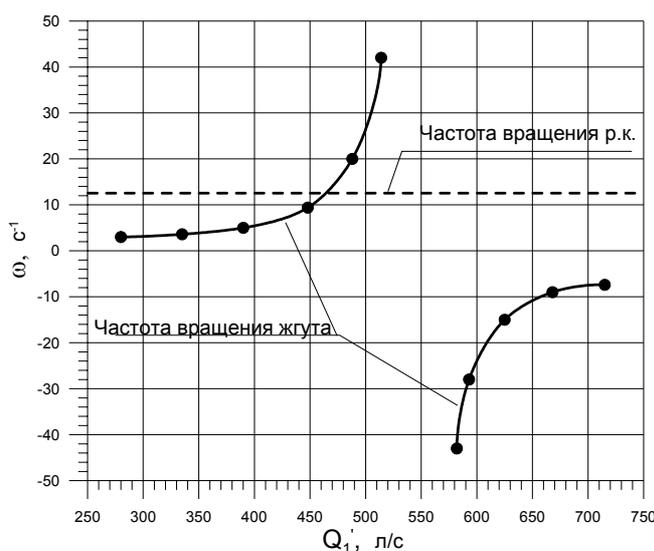


Рис. 5 – Частота вращения вихревого жгута в отсасывающей трубе модельной гидротурбины РО-170 при  $n_1' = 63 \text{ мин}^{-1}$

На рис. 5 приведены результаты измерения частоты вращения жгута при изменении расхода. На нем заметна тенденция к увеличению частоты при приближении к оптимальному режиму, что связано с уменьшением эксцентриситета и циркуляции жгута.

**Выводы:**

- циркуляция вихревого жгута определяется закруткой потока у корневых сечений лопасти рабочего колеса;
- эксцентриситет жгута равен нулю при  $Q'_1 = 0$  м<sup>3</sup>/с, стремится к нулю совместно с циркуляцией при  $Q'_1 = Q'_{\text{опт}}$ , имеет максимум при режимах частичной (40–60 %) нагрузки, увеличивается при увеличении расхода выше оптимального, однако менее интенсивно, чем при уменьшении расхода ниже оптимального до частичных нагрузок;
- частота жгутовых пульсаций давления увеличивается при приближении к оптимальным режимам с одновременным уменьшением их амплитуды.

**Список литературы:** 1. Владиславлев, Л.А. Вибрация гидроагрегатов гидроэлектрических станций [Текст] / Л.А. Владиславлев. – М.: Энергия, 1972. – 176 с. 2. Этинберг, И.Э. Гидродинамика гидравлических турбин [Текст] / И.Э. Этинберг, Б.С. Раухман. – Л.: Машиностроение (Ленингр. отделение), 1978. – 280 с.

*Поступила в редколлегию 14.02.13*

УДК 621.224

**Низкочастотные пульсации давления в гидротурбинах, индуцированные вихревым жгутом** [Текст] / А.В. Бондаренко, А.М. Гришин // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Енергетичні та теплотехнічні процеси й устаткування. – Х.: НТУ «ХПІ», 2013. – № 12(986). – С. 139-144. – Бібліогр.: 2 назв. – ISSN 2078-774X.

Виконано аналіз процесу пульсацій тиску в гідротурбінах, складена класифікація окремих компонентів. Розглянута фізична модель виникнення вихревого джгута у відсмоктуючій трубі гідротурбіни. Наведені результати експериментальних досліджень полів тиску за робочим колесом гідротурбіни й залежності частоти джгутових пульсацій тиску від приведених витрат.

**Ключові слова:** гідротурбіна, циркуляція потоку, пульсації тиску, вихровий джгут, відсмоктуюча труба.

The analysis of pressure pulsations process in hydraulic turbines and classification of their some components is made. The physical model of vortex rope formation and movement in a hydraulic turbine draft tube is considered. The experimental studies results of pressure pulsations fields behind the model water wheel and dependence of vortex pressure pulsations frequency are given.

**Keywords:** hydraulic turbine, stream circulation, pressure pulsations, vortex rope, draft tube.