



## **АВТОКОЛЕБАНИЯ НАПОРНЫХ СИСТЕМ ГИДРОЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ И САЯНСКАЯ КАТАСТРОФА**

(Доклад на международном электроэнергетическом семинаре ДнепроМЭС  
9–14 сентября 2013 г. г. Вышгород, Киевская ГЭС)



*В работе описана теория возбуждения автоколебаний в напорных системах гидроэлектростанций, объясняющая значительное количество странных и непонятных инцидентов, происходивших с гидроагрегатами, в том числе и Саяно-Шушенской ГЭС.*

**I. Введение.** Автоколебания напорной системы гидроэлектростанции — физическое явление, приводящее к внезапному возникновению и резкому неконтролируемому росту пульсаций давления и расхода в потоке воды, проходящем через турбину этой станции. Явление аналогичного типа на нагнетающих турбомашинах — насосах и компрессорах известно в течение многих десятилетий. В этом случае его принято называть помпажом [1]. Особенно много проблем доставлял помпаж компрессоров авиационных турбореактивных двигателей, что нередко становилось причиной происшествий с самолетами, а то и катастроф. Однако, насосы и компрессоры вкладывают энергию в проходящий через них поток, а турбины — ее отбирают. Кроме того водоводы, подводящие к гидротурбинам воду, это очень длинные каналы, а в насосно-компрессорных системах подобные трубопроводы зачастую (но, не всегда) — короткие. Поэтому полного подобия между автоколебаниями напорных систем ГЭС и помпажом на компрессорах турбореактивных двигателей быть просто не может.

**II. История вопроса.** Исследования колебаний воды в напорных системах гидроэлектростанций начались, когда пульсации потока стали заметно влиять на работоспособность гидроагрегатов. Впервые такие явления стали изучаться у обратимых насос-турбинных агрегатов, используемых на гидроаккумулирующих станциях (ГАЭС), при их работе в насосном режиме [2], при этом никакого результата тогда достигнуто не было (более подробно об этом говорится в разделе IV при описании проблем чешской ГАЭС Далечице).

После проведенных летом 1988 года натурных испытаний гидроагрегатов Саяно-Шушенской ГЭС [3, 4], которые привели к практической потере ее десятого гидроагрегата, поврежденного непредвиденно высокими пульсациями давления в напорной системе (см. описание инцидентов на Саяно-Шушенской ГЭС в разделе IV), руководство производителя турбин — Ленинградского металлического завода в 1990 году обратилось за помощью в Институт гидродинамики тогда еще

Сибирского отделения Академии наук СССР [5]. Этими исследованиями, стимулированными проблемами, выявленными при натурных испытаниях, руководил д.ф.-м.н. В.Б. Курзин, сделавший первую попытку теоретически описать колебания потока воды в напорной системе гидроэлектростанции [6]. А вскоре, в 1993 году [4] В.Л. Окуловым, защитившим год спустя диссертацию на соискание степени д.ф.-м.н., было найдено решение одномерного волнового уравнения, отличающееся от классического решения Д'Аламбера тем, что в нем имеется разрыв, моделирующий резкое изменение на турбине параметров потока, текущего в длинном водоводе [7, 8]. Вследствие того, что длина водовода на 1–2 порядка больше диаметра турбины, такая математическая модель вполне адекватна. Как показали дальнейшие исследования, проведенные к.ф.-м.н. Ю.И. Лобановским в 2009–2012 гг. в рамках теории гидроакустического возбуждения автоколебаний, такая модель позволяет рассчитывать частоты собственных колебаний подобных систем с необходимой для практики степенью точности, особенно, если ввести в длину водоводов поправки, учитывающие влияния их трехмерности. Те первые работы СО РАН завершились подтверждением вывода, полученного в натурном эксперименте — недопустимо переходить границу зоны, запрещенной для работы агрегатов станции [3]. Однако, эти запреты все же не смогли предотвратить катастрофу на Саяно-Шушенской ГЭС 17 августа 2009 г. Спустя ровно год после катастрофы, представители СО РАН заявили, что при условии государственного финансирования они смогут организовать мониторинг проблем такого рода, который в будущем, возможно, позволит их решить [5].

Тем временем, зимой 2009–2010 гг. на основе работ [7, 8], классических результатов гидродинамики [9, 10] и теории линейных и нелинейных колебаний [11–13] Ю.И. Лобановским была разработана теория гидроакустического возбуждения автоколебаний в напорных системах гидроэлектростанций [14–17]. Существует немало разновидностей автоколебаний в механических систе-



мах, но это только третий случай (после флаттера и шимми) разработки теории, описывающей подобные процессы. Из нее следует, что именно возбуждение автоколебаний в напорной системе второго гидроагрегата Саяно-Шушенской ГЭС стало причиной произошедшей там катастрофы. Реальность этого явления во время Саянской катастрофы подтверждается всей последовательностью событий, происшедших в тот момент на втором гидроагрегате СШ ГЭС и в его водоводе [18].

Рассмотрению указанной теории было посвящено совещание, проведенное летом 2010 г. в компании "РусГидро", эксплуатирующей СШ ГЭС. В предложениях по итогам этого совещания от крупнейшей российской научной организации — Курчатовского института [19], отправленных Председателю Правления ОАО "РусГидро" Е.В. Доду говорится:

"В соответствии с совещанием от 1 июля 2010 г., проведенным в "РусГидро" под председательством Б.Б. Богуша по докладу Лобановского Ю.И. о гидроакустической резонансной природе аварии на СШ ГЭС 17.08.2010\*, ПРЕДЛАГАЮ учесть известный нам опыт подобных режимов и использовать его при восстановлении СШ ГЭС.

Реальность этого резонанса доказывает не только авария 17.08.09 на СШ ГЭС, но и большой опыт аварийных режимов с гидродинамическим резонансом, накопленный, например, в атомной энергетике (аварии ТМА-2\*\* и ЧАЭС-4\*\*\*). В Канаде, по нашим данным, режим с гидродинамическим резонансом включен в процесс выпускных испытаний главных циркуляционных насосов для АЭС. По нашим данным, гидроакустическому резонансу подвержены все силовые гидросистемы, использующие роторные машины. К таким системам относится электроэнергетика на атомных, углеводородных и гидроресурсах, ТЭК, ЖКХ и т. д."

Таким образом, крупнейшая российская научная организация, которой, видимо, более чем другим (учитывая десятки инцидентов, произошедших в контурах теплоносителя судовых ядерных энергетических установок) пришлось столкнуться с похожими проблемами, правда, связанными, в основном, с помпажом насосов, сразу же поддержала только что возникшую теорию. Никакого ответа на это обращение ни от Е.В. Дода, ни от компании РусГидро не последовало.

После того, как некоторые сотрудники Центрального Аэрогидродинамического института (ЦАГИ) ознакомились с теорией возбуждения автоколебаний (выст. Ю.И. Лобановского на V Международном научно-практическом электроэнергетическом семинаре в начале марта 2010 г.) подключилась к исследованиям данного явления организация (см. [20]).

**III. Напорные системы и колебания.** Мощные гидроэлектростанции представляют собой крупные, а зачастую, и грандиозные сооружения. Их плотины на реках накапливают воду и поднимают ее уровень, после чего эта вода стекает вниз по трубам большого сечения — напорным водоводам, вращая турбины гидроагрегатов, приводящие в движение электрогенераторы. Далее вода вытекает в реку по, так называемым, отсасывающим трубам, а электрическая энергия идет к потребителям. Совокупность тех элементов гидроэлектростанции, которые непосредственно участвуют в формировании потока воды, необходимо для осуществления этого процесса, и называется напорной системой. В нее входят напорный водовод, гидротурбина с окружающей ее спиральной камерой, в которой расположены лопатки, так называемого, направляющего аппарата, и отсасывающая труба, а в некоторых случаях, и другие дополнительные элементы, например, подводящие или отводящие воду туннели.

Как и любая другая работающая машина, гидроагрегат возбуждает различные виды колебаний как собственной конструкции, так и потока воды, текущего сквозь нее. Для внешнего наблюдателя эти колебания обычно проявляются в виде вибрации агрегата, а также конструкций машинного зала, где этот агрегат расположен, и даже плотины. Сами по себе подобные вибрации могут доставлять определенные неудобства при эксплуатации гидроэлектростанции, однако при надлежащем состоянии агрегатов серьезных опасностей они обычно не несут.

Среди механических колебаний, которые могут по различным причинам возникать при работе гидроагрегата, имеется особая группа колебаний это автоколебания потока воды в его напорной системе [7, 8, 16]. Именно возбуждение автоколебаний на втором гидроагрегате Саяно-Шушенской ГЭС стало причиной катастрофы, произошедшей там 17 августа 2009 года, а также еще нескольких серьезных инцидентов, которые привели к тяжелым повреждениям или разрушениям гидроагрегатов, машинных залов, остановке станций и их длительным ремонтам, а в одном случае и к переливу воды через плотину. Автоколебания, как известно, всегда являются колебаниями нелинейными. Для их возникновения в колебательной системе должен существовать нелинейный элемент положительной обратной связи. Он так организует связь колебательной системы с окружающей средой, что чем больше амплитуда этих колебаний, тем бо́льшая энергия перекачивается в систему из окружающей среды [13]. Именно в этом и заключается их потенциальная опасность — они будут расти до тех пор, пока потери энер-



гии в процессе колебаний не сравниваются с энергией, поступающей в колебательную систему извне (и тогда колебательная система выйдет на стационарный режим, то есть станет генератором колебаний), или пока система, в которой начались автоколебания, частично или полностью не изменит свое состояние, то есть будет разрушена или существенно повреждена.

Насколько серьезным может быть такое развитие событий, наиболее наглядно было продемонстрировано при известной катастрофе подвесного Такомского моста, произошедшей 7 ноября 1940 г. на северо-западе США. Тогда обдув этой конструкции ветром со скоростью всего около 17–19 м/с [21, 22], то есть сплошной средой в 800 раз менее плотной, чем вода, а, значит, и во столько же раз при прочих равных условиях менее действенной, привел к разрушению этой грандиозной конструкции. При этом все фазы возбуждения и развития процесса, в отличие от автоколебаний в водоводах, были полностью обозримы невооруженным взглядом.

#### IV. Частоты возмущающих воздействий.

Автоколебания были обнаружены в напорных системах с тремя типами гидротурбин: радиально-осевыми, диагональными и поворотными лопастными (турбинами Френсиса, Дериаса и Каплана). Радиально-осевая турбина представляет собой осесимметричное тело с полутора-двумя десятками сложно изогнутых лопастей. Вокруг турбины имеется спиральная камера — кольцевая труба переменного сечения с внутренним боковым разрезом, из которого на турбину сквозь строй поворотных лопаток (тоже порядка 20), расположенных в этой трубе, со всех сторон поступает закрученный в спиральной камере поток воды. Эти лопатки, как следует из их названия, поворачиваются вокруг своей оси, изменяя расход, то есть количество воды, поступающей на турбину от 0 до максимума. При этом геометрия радиально-осевой турбины неизменна на всех режимах работы и рассчитана на строго определенный режим, который можно назвать номинальным. Обычно, большую часть рабочего времени турбина находится либо на этом режиме, либо в его ближайшей окрестности.

Расчетный номинальный режим, как правило, довольно близок к максимальному. При этом все элементы гидроагрегата оптимально взаимодействуют между собой, и турбина практически полностью раскручивает на своих лопастях закрученный в спиральной камере поток, отбирая у него при этом порядка 95 % энергии и передавая ее электрогенератору. Однако гидроагрегат время от времени приходится останавливать и вновь запускать. Кроме того, в отличие от турбоагрегатов

атомных и тепловых станций гидроагрегатами значительно легче маневрировать, и поэтому они часто используются для суточного регулирования нагрузок в энергосистемах. А обратимые насос-турбины гидроаккумулирующих станций вообще каждые сутки должны минимум дважды полностью проходить весь свой рабочий диапазон в режиме турбины и в режиме насоса. Так что уход агрегата с оптимального режима работы и его работа на других режимах может происходить десятки и сотни раз в год [3].

Но когда гидроагрегат при увеличении или уменьшении расхода воды уходит с номинального режима, нарушается то плавное безотрывное обтекание турбины, на которое она рассчитана. На лопастях турбины возникают так называемые отрывы потока [10], тем более сильные, чем дальше она уходит от номинального режима работы. При этом на движущихся в потоке воды лопастях эти отрывы неустойчивы и перемещаются по ним во время вращения турбины. Турбина начинает хуже работать, она уже не способна полностью раскрутить назад поток, закрученный в спиральной камере. Поэтому в отсасывающей трубе за турбиной возникает вихрь, представляющий собой остаточную закрутку потока [4]. Этот вихрь подобен смерчу, что иногда возникают в атмосфере (Рис. 1). В окрестности оси вихря скорости вращения настолько велики, что давление воды там становится почти нулевым, и возникает, так называемый, разрыв сплошности потока в виде кавитационного шнура — области в виде вытянутой спирали, заполненной воздухом и парами воды под очень низким давлением. Этот шнур хорошо виден на масштабных моделях гидроагрегатов с прозрачными стенками (см. правую часть Рис. 1).

Кавитационный шнур, то есть центральная часть затурбинного вихря, еще и вращается сам или, иными словами, прецессирует из-за того, что отрывы перемещаются по лопастям турбины, и на этом режиме ее обтекание непрерывно перестраивается. Прецессия вихря на таком режиме работы радиально-осевого гидроагрегата оказывается основным источником возбуждения пульсаций давления и расхода в потоке воды [4], и частота этих вихревых колебательных возмущений совпадает с частотой прецессии. Все это означает, что в потоке воды за турбиной остается большая доля энергии, чем на номинальном режиме, которая частично и расходуется на пульсации потока. При этом энергия единицы объема потока в турбине характеризуется его полным давлением [9].

Все описанное выше имеет место быть, если расход воды через турбины не слишком сильно отличается от расхода на номинальном режиме



работы, и турбина обтекается единым сплошным потоком воды. Такой режим примерно соответствует зонам  $B$  и  $A'$  на Рис. 3, где  $q$  — отношение расхода воды через турбину к его расходу на номинальном (рабочем) режиме, а  $\Delta p/p$  — отношение изменения полного давления потока на турбине к его исходной величине [14, 16]. При значительном уменьшении расхода (где-то, примерно, на  $2/3$  от номинального) происходит перестройка течения — поток уже оказывается неспособным заполнить весь канал, по которому он течет. Возникают неподвижные застойные зоны, между которыми на турбину выходят отдельные струи, число которых равно числу окон между лопатками направляющего аппарата. Подобное обтекание гидроагрегата называется "течением с затопленными струями". Точнее говоря, в рассматриваемой зоне (примерно совпадающей с зоной  $A$  на Рис. 3) происходит периодический переход от сплошного потока к потоку с затопленными струями и обратно, а режим потока с затопленными струями становится устойчивым, когда его расход составляет не более  $0,4-0,5$  от номинального (левее зоны  $A$ ). Все это сильно изменяет обтекание турбины, что и приводит к такой немонотонной и нелинейной зависимости остаточной энергии потока за турбиной от расхода (ее доля от энергии на входе в турбину — это разность между 1 и ординатами кривой на Рис. 3). При этом прецессирующий вихрь продолжает существовать, однако направление прецессии меняется на противоположное, а ее частота снижается примерно в 3 раза [4, 14, 16].

На поворотно-лопастных турбинах в отличие от радиально-осевых, лопасти более простой формы, и имеется возможность их регулирования, так что эти турбины частично подстраиваются под режим обтекания, однако полностью это сделать все равно не удастся, и у них при уходе от номинального режима также растет доля остающейся в потоке энергии. Тем не менее, темп ее увеличения при изменении расхода примерно в 2–3 раза меньше, чем за турбинами радиально-осевых агрегатов. Поэтому описанные выше вихревые явления если и имеют место в отсасывающих трубах поворотно-лопастных машин, то их проявления там значительно слабее. Однако из-за того, что число лопастей на таких агрегатах не более 4–8, то есть в 2–4 раза меньше, чем у радиально-осевых агрегатов, то здесь значительно более интенсивными становятся пульсации потока из-за конечного числа лопастей гидроагрегата. И основным источником возмущений в таких гидроагрегатах оказываются периодические возмущения с так называемой лопастной частотой, представляющей собой произведение частоты вращения турбины на число ее лопастей.

Диагональные турбины, представляют собой, по существу, переходный тип между двумя рассмотренными выше турбинами. Они используются существенно реже, чем те два основных типа мощных гидравлических турбин. Однако и в напорной системе одной из ГЭС с такими турбинами также зафиксирован инцидент, однозначно интерпретируемый как возбуждение автоколебаний (см. раздел VI).

**V. Собственные частоты и резонанс или кратность частот.** В напорном водоводе — достаточно длинной трубе большого сечения, как и в любой другой трубе, заполненной сплошной средой (жидкостью или газом), могут возникать стоячие волны, которые при иной интерпретации этого явления описываются как собственные колебания этой среды [6], подобные тем, что наблюдаются, например, в любом духовом музыкальном инструменте. При этом собственные колебания возникают не только на, так называемой, "основной моде", соответствующей минимально возможной частоте стоячей волны, но и на "высоких модах", то есть колебаниях с более сложными формами и с большими частотами [11, 12]. Для напорных систем задача является нелинейной, и нет простого соотношения между частотами различных мод, что, как известно, имеется в линейных задачах. И когда частоты собственных и возбуждающих (вихревых или лопастных) колебаний оказываются достаточно близки (это называется резонансом) [12, 23], или почти кратны друг другу, интенсивность колебаний в водоводе может оказаться значительной. А на части режимов работы турбины они имеют возможность усиливаться за счет энергии потока — вот тогда и возбуждаются автоколебания. Если нет резонанса, или, хотя бы, кратности частот, то возбуждения автоколебаний не происходит, и все ограничивается более или менее сильными вибрациями агрегата на переходных режимах, дополняемых иногда ударами, вызываемыми резкими перестройками затурбинного вихря в напорных системах с радиально-осевыми турбинами вследствие изменения режимов течения.

Поэтому, для каждой напорной системы являются наборы как частот возбуждения, так и собственных частот, и при достаточной близости любой пары из этих наборов может произойти возбуждение автоколебаний. Однако, это может происходить только в том случае, если в колебательном контуре имеется положительная обратная связь. Была построена математическая модель этого явления, из которой следует, что положительная обратная связь в напорных системах с турбинами возникает, когда отбор энергии потока за ними уменьшается при росте расхода, то есть в зонах  $A$  и  $A'$  на Рис. 2 [7, 8, 14, 16]. В них при уве-



личении расхода возрастает та доля энергии, которая остается в потоке за турбиной, что и формирует положительную обратную связь. При работе гидроагрегата в насосном режиме положительная обратная связь реализуется в зоне В на Рис. 2.

И без расчетов характеристик колебательной системы сказать о том, надо ли чего опасаться или нет, невозможно. При этом важна еще и, так называемая, "добротность" колебательного контура на рабочем режиме агрегата. Добротность — это, с точностью до некоторых простых постоянных множителей, величина, обратная коэффициенту затухания колебаний в рабочей точке (а там, в точках экстремумов кривой колебания всегда затухают). И чем ниже добротность, тем больше допустимые различия в частотах, при которых автоколебания все же могут быть возбуждены. На основе сравнения результатов расчетов с данными по наличию и отсутствию инцидентов на двух с лишним десятках гидро- и гидроаккумулирующих станций был получен, так называемый, "индекс гидроакустической устойчивости"  $\sigma$  и его критическое значение  $\sigma^* = 0.9 \pm 0.3$ . Это означает, что по имеющимся сейчас данным, при  $\sigma > 1.2$  проблем с неустойчивостью напорной системы нет, с гидроагрегатом ничего не произойдет. При  $\sigma < 1.2$  хотя бы на одной из возможных комбинаций частот, надо внимательно разбираться с устойчивостью, а при  $\sigma < 0.6$  следует ожидать очень больших неприятностей [24].

Эти неприятности, связанные с разрушением или повреждением агрегатов при возбуждении автоколебаний происходят достаточно редко, и раньше, видимо, было не слишком много гидроэлектростанций, где бы упомянутые выше резонансы могли бы проявиться в такой степени, чтобы они могли быть замечены, поняты и изучены. Однако, 17 августа 2009 г. возбуждение автоколебаний проявило себя на высоконапорной Саяно-Шушенской ГЭС так, что отрицать существование такого явления стало невозможным. А сейчас такие станции в мире строятся и проектируются в беспрецедентных количествах, и следует ожидать, что автоколебания напорных систем ГЭС и ГАЭС будут возникать чаще, чем ранее [25].



Рис. 1. Смерч и кавитационный шнур

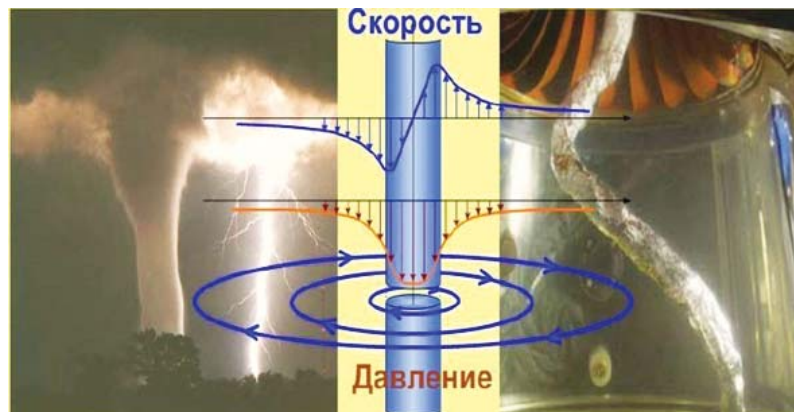


Рис. 2. Изменение полного давления от расхода

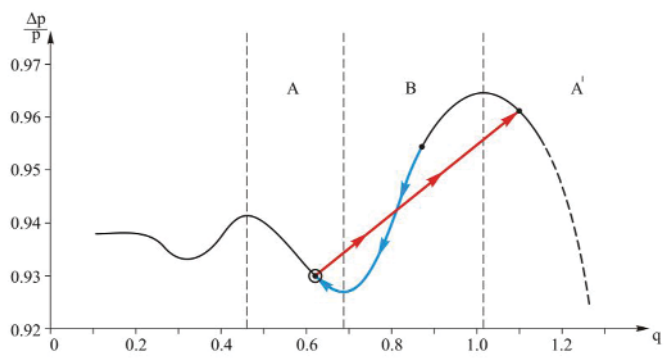


Рис. 3.



Рис. 4.



**VI. Обнаруженные случаи возбуждения автоколебаний напорных систем.** Создание теории возбуждения автоколебаний напорных систем и выявление критерия гидроакустической устойчивости  $\sigma$  позволило проанализировать некоторые малопонятные инциденты на ГЭС и ГАЭС и выяснить, что причиной их возникновения стали автоколебания.

Первым среди них стал частичный отрыв турбинной крышки, произошедший 9 июля 1983 г. на первом агрегате Нурекской ГЭС [14], плотина которой на реке Вахш в Таджикистане является одной из самых высоких в мире. Объяснить эту аварию тогда не удалось, и информацию о ней постарались максимально ограничить [26]. Важным обстоятельством, связанным с работой этой станции, является также то, что максимальный расчетный напор на Нурекской ГЭС составляет 275 м, но она способна нормально действовать только при напорах, не превышающих 260 м [14, 24, 26]. Даже при таких ограничениях требуется регулярная замена шпилек, крепящих турбинные крышки гидроагрегатов этой станции. Теория возбуждения автоколебаний объясняет все эти явления. Из нее следует, что авария 1983 года произошла из-за гидроакустического возбуждения автоколебаний, а проблемы с возникновением трещин в шпильках вызваны увеличением пульсаций давления потока при приближении режимов работы агрегатов к границе устойчивости.

Далее, 10 марта 1992 г. на канадской средненапорной гидроэлектростанции Гранд Рэпидс, оснащенной поворотными лопастными турбинами, произошел полный отрыв турбинной крышки первого гидроагрегата, и машинный зал был заполнен водой до уровня нижнего бьефа [27, 28]. Этот инцидент остается пока единственным уверенно идентифицируемым случаем возбуждения автоколебаний в напорных системах с поворотными лопастными турбинами.

Другой инцидент с полным отрывом турбинной крышки и вылетом гидроагрегата из турбинного колодца снова произошел в Таджикистане 5 февраля 2007 г. на сравнительно небольшой деривационной гидроэлектростанции Памир-1 [29]. В результате резкого повышения давления воды в водоводе были сорваны крепежные болты турбинной крышки второго гидроагрегата, и она вместе с его центральной частью была выброшена в машинный зал. Поток воды из открытого турбинного колодца зал был полностью затоплен, как и 2,5 года спустя на Саяно-Шушенской ГЭС. Можно сказать, что это была генеральная репетиция Саянской катастрофы, на которую не обратили должного внимания.

Еще 2 случая, которые были интерпретированы как приближение состояния напорной системы к границе возбуждения автоколебаний, были обнаружены на гидроаккумулирующих станциях (ГАЭС) Далечице (Чехия) и Жарновец (Польша) [15, 30, 31]. На ГАЭС в течение суток рабочие напоры изменяются от минимального до максимального, а в их напорных системах автоколебания могут возбуждаться и на турбинном и на насосном режимах (в последнем случае это явление, как уже упоминалось ранее, называется помпажом). Гидроаккумулирующие станции Далечице и Жарновец начали свою работу в конце 70-х — начале 80-х годов XX века, и сразу выяснилось, что ни та, ни другая ГАЭС не могут работать во всем проектном диапазоне напоров. С ростом напора на их гидроагрегатах росли и так очень сильные вибрации, что заставляло сотрудников этих станций преждевременно прекращать работу агрегатов в насосном режиме, значительно снижая по сравнению с проектными те запасы энергии, которые можно было бы израсходовать при работе станций в турбинном режиме. Однако, контроль за уровнем вибраций позволил восточноевропейским гидроэнергетикам избежать аварий. Замены агрегатов на новые с несколько иными характеристиками, проведенные в начале XXI века, позволили дальше разнести частоты возбуждающих и собственных колебаний и полностью устранить проблемы на ГАЭС Далечице и значительно смягчить их на ГАЭС Жарновец, где сдвиг вихревых частот из-за замены агрегатов оказался меньше, чем в Далечице [15].

Катастрофа 17 августа 2009 г. была на Саяно-Шушенской ГЭС не первым случаем возбуждения автоколебаний в ее напорной системе. Сразу после заполнения водохранилища, летом 1988 г. на десятом агрегате станции были проведены испытания по работе на повышенной мощности [3]. Во время этих испытаний в напорном водоводе начались интенсивные пульсации давления, рост которых с большим трудом удалось подавить после сброса мощности [4]. Тогда до полного разрушения агрегата дело все же не дошло, но возникшие в его корпусе в процессе этого эксперимента трещины привели к тому, что с тех пор он эксплуатировался редко и только при минимальной мощности [28].

Но и катастрофа была не последним случаем такого рода на этой станции. Восстановленный к февралю 2010 г. шестой гидроагрегат Саяно-Шушенской ГЭС, имевший то же исполнение системы управления приводом лопаток направляющего аппарата, что и второй, осенью 2011 г. был преждевременно остановлен, и вскоре после этого начались работы по его замене на новый агрегат.



Это произошло из-за протечек воды через трещины в опорном фланце крепления турбинной крышки. Известно, что 15 марта 2010 проводились испытания этого агрегата с увеличением времени его пребывания в области не рекомендованной работы. При этом были зафиксированы колебания электрической мощности, которые доходили до 60 МВт. Все было очень похоже на то, что наблюдалось на испытаниях летом 1988 года, когда, по существу, был выведен из строя десятый агрегат. По всем признакам 15 марта 2010 г. в напорной системе шестого гидроагрегата снова начали запускаться автоколебания, но так как агрегат находился недалеко от рабочей (оптимальной) точки, процесс возбуждения был вялым, и экспериментаторы успели вывести его из опасной зоны. Однако, при этом в опорном фланце возникли трещины, постепенный рост которых вследствие развития усталостных процессов и привел к заметным протечкам, остановке и преждевременной разборке агрегата полтора года спустя. На этот раз не выдержали уже не шпильки турбинной крышки, усиленные после катастрофы, а тот элемент конструкции агрегата, к которому они крепились [28].

В последней четверти 2012 г. произошли сразу 3 инцидента, которые практически однозначно интерпретируются как случаи возбуждения автоколебаний в напорных системах Зейской (дважды) и Токтогульской ГЭС, даже с учетом того, что открытой информации о произошедшем имеется немного. Поиски параметров напорных систем этих гидроэлектростанций, проведенные вскоре после этих инцидентов, показали, что, как раз к этому времени, в Интернете появилась информация, необходимая для оценки их гидроакустической устойчивости.

О первом инциденте на Зейской ГЭС сообщалось следующее: "4 октября произошло отключение линии ВЛ 500 кВ "Зейская ГЭС-Амурская". В результате чего, действием противоаварийной автоматики были отключены от сети три гидроагрегата филиала ОАО "РусГидро" — "Зейская ГЭС". В течение 10 минут, гидроагрегаты включены в сеть, работа станции восстановлена" [32]. На этой станции используются диагональные турбины, которые конструктивно находятся как бы между радиально-осевыми и поворотными турбинами, на которых ранее уже были зафиксированы случаи возбуждения автоколебаний. Расчеты показали, что индекс гидроакустической устойчивости недопустимо низок у четырех напорных систем Зейской ГЭС из пяти находившихся на тот момент в рабочем состоянии. Скорость развития этих автоколебаний, по оценкам, гораздо ниже, чем у более высоконапорных станций с ра-

диально-осевыми турбинами, таких как Нурекская или Саяно-Шушенская ГЭС. Поэтому, сравнительно медленное возбуждение одной напорной системы могло спровоцировать запуск автоколебаний и в соседних водоводах, которые привели и к колебаниям электрической мощности агрегатов. Противоаварийная автоматика успела среагировать на эти процессы и отключить ненормально функционирующие агрегаты. В декабре 2012 г. работа защит была не столь успешной, и очередной инцидент оказался более серьезным, напомнив его очевидцам Саянскую катастрофу [33].

26 декабря 2012 г. на Токтогульской ГЭС четвертый гидроагрегат был аварийно отключен в связи с тем, что у него было "выявлено увеличение давления под крышкой турбины" [34], причем давление под крышкой поднялось "до 7.5–8 атмосфер" [35]. Турбины на этой гидроэлектростанции радиально-осевые, и у двух, второго и четвертого агрегатов, по оценкам получаются очень низкие индексы гидроакустической устойчивости, что и произошло, наконец, перед новым, 2013 г. [33].

Наконец, 13 мая 2013 г. на Колымской ГЭС [36, 37] произошло отключение первого (радиально-осевого) гидроагрегата Колымской ГЭС [38]. Насколько можно судить по той сугубо ограниченной информации, которая стала известной, развитие событий было аналогично тому, что происходило в октябре 2012 г. на Зейской ГЭС. По предварительным оценкам индекс устойчивости этого агрегата Колымской ГЭС в зоне А близок к 1,1–1,2, что и ранее оказывало негативное влияние на его работу [36]. И теперь в момент его остановки, снова, как и на Зее, сработала противоаварийная автоматика. Хотя, по заявлениям пресс-службы компании "РусГидро" "в течение часа энергоснабжение было восстановлено во всей Магаданской области" и "все оборудование Колымской ГЭС исправно", однако, шестой восстановленный гидроагрегат Саяно-Шушенской ГЭС через полтора года после подобного инцидента пришлось преждевременно разобрать из-за протечек через трещины в опорном фланце.

И совсем недавно была найдена информация о конструктивных характеристиках одной австралийской высоконапорной гидроэлектростанции Дартмут [39, 40], на которой более двух десятилетий назад, 2 мая 1990 г. произошло разрушение ее единственного гидроагрегата "из-за попадания в турбину двух стальных балок", что в итоге привело к переполнению водохранилища и переливу через плотину высотой 180 м. Как показали расчеты, автоколебания там могли возникнуть в зоне А (Рис. 3) при кратности 2.



**VII. Гидроакустический бустинг.** Гидроакустический бустинг оказался способом возбуждения катастрофических автоколебаний в напорной системе второго гидроагрегата, и причиной Саянской катастрофы, а также аварии на ГЭС Памир-1. В этих инцидентах, вызвавших наибольшие разрушения (быть может, за исключением австралийского инцидента), происходил двухступенчатый процесс запуска автоколебаний. Они сначала возбуждались в зоне *B* Рис. 3, соответствующей расходам воды и мощностям гидроагрегатов меньшим, чем на номинальном рабочем режиме. На Саяно-Шушенской ГЭС возбуждение произошло в результате того, что колебания потока, вызванные прецессией затурбинного вихря, промодулировали колебания лопаток направляющего аппарата (то есть, наложились на них), так как после оснащения второго гидроагрегата в феврале — марте 2009 г. новой системой управления вместе с новыми приводными механизмами жесткость этой колебательной системы стала недопустимо низкой [41].

Именно частота этого модулированного сигнала оказалась очень близкой к собственной частоте напорной системы Саяно-Шушенской ГЭС на том режиме работы, что и привело к возбуждению в ней автоколебаний. Быстро усиливавшиеся пульсации расхода привели к попаданию системы в зону *A'* (см. красную стрелку на Рис. 3) и возбуждению автоколебаний уже в этой зоне. После этого рост пульсаций давления и расхода напорной системы прекратился только после ее разрушения. По аналогии с другими явлениями, когда сначала запускается менее мощный процесс, в результате которого создаются условия для возникновения процесса существенно более мощного, это явление было названо гидроакустическим бустингом [41]. В качестве наиболее известного до сих пор процесса такого типа можно назвать значительное увеличение мощности ядерного боеприпаса путем возбуждения в нем процесса слияния легких ядер дейтерия и трития с помощью предварительного запуска реакции деления урана или плутония [42].

В нелинейной теории колебаний такой процесс изменения режима колебаний принято называть "перекрытием резонансов" [13]. Зрительный образ перекрытия резонансов может быть следующим: шарик по какой-то причине совершает колебания в ямке, все сильнее и сильнее. Рядом с этой ямкой находится другая, более глубокая, а перевал между ними ниже, чем окружающая местность. Тогда через некоторое время шарик из первой ямки перекаатится во вторую и начнет совершать свои колебания уже там. Если же вместо

второй ямки мы имеем глубокую пропасть (см. самую правую часть Рис. 3), то этот образ и будет примерно соответствовать тому, что случилось на Саяно-Шушенской ГЭС 17 августа 2009 г.

Из всего этого следует, что такой процесс не мог произойти ранее весны 2009 г., до замены системы управления лопатками направляющего аппарата. По теории возбуждения гидроакустических колебаний устойчивость напорной системы при прочих равных условиях снижается при росте напора. Таким образом, на вопрос: "Почему Саянская катастрофа произошла в августе 2009 года?" следует совершенно ясный ответ: "Потому, что в 2009 г. была изменена система управления вторым гидроагрегатом Саяно-Шушенской ГЭС, и именно к середине августа был достигнут максимальный напор при его работе с новой системой управления, когда уровень возбуждающих колебаний превысил критический, что и привело к автоколебаниям".

### Выводы

1. В соответствии с теорией гидроакустического возбуждения автоколебаний их запуск в напорной системе гидроэлектростанции происходит тогда, когда значение индекса гидроакустической устойчивости  $\sigma$  оказывается меньше его критической величины  $\sigma^* = 0.9 \pm 0.3$ .

2. Были вычислены величины этого индекса для 24 ГЭС и ГАЭС на различных режимах работы (всего несколько десятков вариантов), и на 10 гидро- и гидроаккумулирующих станциях было выявлено 14 случаев, когда значение  $\sigma$  было меньше 1,2. С учетом двух случаев бустинга, где автоколебания возбуждаются дважды, можно считать, что таких неустойчивых режимов и/или режимов на грани устойчивости всего было найдено 16.

3. И именно только в этих случаях на этих станциях происходили инциденты с необъяснимыми отрывами турбинных крышек гидроагрегатов (при  $\sigma \leq 0,6$ ) или при их эксплуатации возникали аномально сильные вибрации, препятствующие нормальной работе станции (при  $\sigma \leq 1,2$ ).

4. Не выявлено ни одного случая, когда имелось бы расхождение между оценками устойчивости напорной системы по величине индекса  $\sigma$  и реальным ее поведением.

5. Таким образом, исследования последних лет показали, что теория гидроакустического возбуждения может использоваться для прогнозирования возникновения опасных ситуаций в напорных системах гидроэлектростанций.





## ЛИТЕРАТУРА

1. *Казакевич В.В.* Автоколебания (помпаж) в компрессорах. Москва, Машиностроение, 1974.
2. *Pulpitel L.* Low Frequency Pressure Oscillations in Hydraulic Systems with a Pump Turbine. Proc. IAHR. Sess. Mexico, 1985.
3. *Акт* технического расследования причин аварии, произошедшей 17 августа 2009 года в филиале Открытого Акционерного Общества "РусГидро" – "Саяно-Шушенская ГЭС имени П.С. Непорожного" // [http://www.gosnadzor.ru/news/aktSSG\\_bak.doc](http://www.gosnadzor.ru/news/aktSSG_bak.doc)
4. *Брызгалов В.И.* Из опыта создания и освоения Красноярской и Саяно-Шушенской ГЭС. Производственное издание, 1998 // <http://03-ts.ru/index.php?nma=downloads&fla=stat&idd=826>
5. *Плотников Ю.* Саяно-Шушенская ГЭС: Год прошел, но точку ставить рано. Наука в Сибири, N 32–33 (2767 – 2768), 19.08.2010 // <http://baikal24.ru/page.php?action=showItem&type=article&id=9584>
6. *Курзин В. Б.* Низкочастотные собственные акустические колебания в проточной части гидротурбин. ПМТФ, – 1993. – N 2.
7. *Окулов В. Л., Пылев И.М.* Неустойчивость напорных систем // Доклады Академии наук, Энергетика. – 1995. – N 4, – С. 341.
8. *Арм В.Х., Окулов В.Л., Пылев И.М.* Неустойчивость напорных систем гидроэнергоблоков. /Известия Академии Наук, Энергетика. – 1996. – N 3.
9. *Седов Л.И.* Механика сплошной среды. – М.: Наука, 1976. – т. 2.
10. *Лойцянский Л.Г.* Механика жидкости и газа. М.: Наука, 1978.
11. *Стретт Дж.В. (Лорд Рэлей)* Теория звука, т. II. Москва, Государственное издательство технико-теоретической литературы, 1955.
12. *Горелик Г.С.* Колебания и волны: введение в акустику, радиофизику и оптику. Москва, Государственное издательство физико-математической литературы, 1959.
13. *Карлов Н.В., Кириченко Н.А.* Колебания, волны, структуры. Москва, Физматлит, 2001.
14. *Лобановский Ю.И.* Критерий возбуждения гидроакустических автоколебаний напорной системы. Synerjetics Group. Январь – февраль 2010 // <http://synerjetics.ru/article/excitation.htm>
15. *Лобановский Ю.И.* Гидроакустическая устойчивость гидроаккумулирующих станций. Synerjetics Group. Январь 2010 // <http://synerjetics.ru/article/stability.htm>
16. *Лобановский Ю.И.* Автоколебания напорных систем и разрушение гидроагрегатов. // Гидротехническое строительство, – 2010. – № 7.
17. *Лобановский Ю.И.* О расчетах гидроакустической устойчивости Яли, Тери и Ирганайской гидроэлектростанций. // Гидротехническое строительство, – 2011. – № 4.
18. *Лобановский Ю.И.* Гидроакустическое возбуждение напорной системы второго гидроагрегата СШ ГЭС – причина Саянской катастрофы. Synerjetics Group. Май 2010 // <http://synerjetics.ru/article/causes.htm>
19. *Семченков Ю.М.* Предложения по итогам совещания в "РусГидро" от 1.07.2010 г. // <http://synerjetics.ru/article/kurchatov.htm>
20. *Каравосов Р.К., Прозоров А.Г.* Неординарное возбуждение гидроакустического резонанса в гидротурбинном тракте Саяно-Шушенской ГЭС. Инженерно-физический журнал, – 2011. – № 3. – 84.
21. *Tacoma Narrows Bridge (1940).* Wikipedia // [http://en.wikipedia.org/wiki/Tacoma\\_Narrows\\_Bridge\\_\(1940\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Tacoma_Narrows_Bridge_(1940))
22. *De Grenet E.T.* Aerodinamica e vulnerabilit? eolica per i ponti di grande luce. Dissertation, 2005 // [http://rzbl04.biblio.etc.tu-bs.de:8080/docportal/servlets/MCRFileNodeServlet/-DocPortal\\_derivate\\_00004193/ediss.pdf](http://rzbl04.biblio.etc.tu-bs.de:8080/docportal/servlets/MCRFileNodeServlet/-DocPortal_derivate_00004193/ediss.pdf)
23. *Горелик Г.С.* Мандельштам Л.И. и учение о резонансе. К 100-летию со дня рождения. Москва, Наука, 1979.
24. *Лобановский Ю.И.* Сопоставление расчетных и натуральных данных в области гидроакустической неустойчивости напорных систем и на переходных режимах. Synerjetics Group. Май 2010 // <http://synerjetics.ru/article/comparison.htm>
25. *Лобановский Ю.И.* Когда взлетают гидроагрегаты? ТехНАДЗОР, N 4 (41) – 5 (42), апрель – май 2010 // [http://synerjetics.ru/article/take\\_off.htm](http://synerjetics.ru/article/take_off.htm)
26. *Сирожев Б.* Авария на Нуреке в 1983 году не была засекречена. CAWATERinfo, 26.10.2009 // <http://www.cawater-info.net/news/10-2009/26.htm>
27. *Pawlikewich W.L.* Grand Rapids Generation Station Unit #1 Headcover Failure. Canadian Electrical Association, Engineering and Operation Division, March 1993.
28. *Лобановский Ю.И.* Угроза избранникам. Synerjetics Group. Июль 2012 // <http://www.synerjetics.ru/article/threat.htm>
29. *Лобановский Ю.И.* Тайна горной долины. Synerjetics Group. Июнь 2010 // <http://synerjetics.ru/article/pamir.htm>
30. *Dalesice Dam.* Wikipedia // [http://en.wikipedia.org/wiki/Dale%C5%A1ice\\_Dam](http://en.wikipedia.org/wiki/Dale%C5%A1ice_Dam)
31. *Elektrownia wodna Zarnowiec S.A.* // <http://www.ewz-home.pl/>
32. *Зейская ГЭС* работает в штатном режиме. РусГидро. Зейская ГЭС. Пресс-центр. 05.10.2012 // <http://www.zges-rushydro.ru/press/news/80904.html>
33. *Лобановский Ю.И.* Бог троюку любит. Synerjetics Group. Декабрь 2012 // <http://synerjetics.ru/article/postscriptum.htm>
34. *О временной* остановке ГА № 4 Токтогульской ГЭС. ОАО "Электрические станции". Пресс-релиз. 27.12.2012 // <http://www.energo-es.kg/?page=press>
35. *Загадочная* авария на Токтогульской ГЭС. Rushydro Rocks. 27.12.2012 // <http://rushydro.livejournal.com/306444.html>
36. *Колымская ГЭС.* Wikipedia // [http://ru.wikipedia.org/wiki/Колымская\\_ГЭС](http://ru.wikipedia.org/wiki/Колымская_ГЭС)
37. *Колымская ГЭС.* РусГидро. ОАО "Колымаэнерго". Гидроэлектростанция. Общие сведения. // <http://www.kolymaenergo.rushydro.ru/hpp/general/>
38. *Все оборудование* Колымской ГЭС исправно, причины срабатывания противоаварийной автоматики выясняются. РусГидро. Пресс-центр. Новости. 13.05.2013 // <http://www.rushydro.ru/press/news/85978.html>
39. *Dartmouth Dam.* Wikipedia // [http://en.wikipedia.org/wiki/Dartmouth\\_Dam](http://en.wikipedia.org/wiki/Dartmouth_Dam)
40. Harper B., Cole B. Nomination of Dartmouth Dam as a National Engineering Landmark. Engineering Heritage Australia (Victoria), Engineers Australia, Proposal to Nominate, June 2004 // [http://www.engineersaustralia.org.au/sites/default/files/Dartmouth\\_Dam\\_nomination.pdf](http://www.engineersaustralia.org.au/sites/default/files/Dartmouth_Dam_nomination.pdf)
41. *Лобановский Ю.И.* Гидроакустический бустинг – способ возбуждения катастрофических автоколебаний в напорной системе Саяно-Шушенской ГЭС. Synerjetics Group. Май 2010 // <http://synerjetics.ru/article/busting.htm>
42. *Андрюшин И.А., Чернышев А.К., Юдин Ю.А.* Укромление ядра. Саранск, Красный Октябрь, 2003 // <http://www-nrc.sarov.ru/issues/coretaming.html>

