

О гидроакустическом резонансе и причинах пульсации давления в водоводах Саяно-Шушенской ГЭС.

Почему написана эта статья?

Авария агрегата №2 СШ ГЭС, приведшая к полному разрушению машинного зала станции и большим человеческим жертвам, произошла, как это установлено актом расследования её причин комиссией Ростехнадзора, вследствие разрыва шпилек крепления крышки турбины к корпусу. Как показало послеаварийное изучение характера разрушения, оно было вызвано значительным уменьшением сечения шпилек из-за появления усталостных трещин. Не исключено, что усталостные напряжения привели не только к разрушению, но и к неблагоприятным изменениям структуры и прочностных характеристик металла шпилек. Агрегат был обречен.

Все рассматриваемые и опубликованные версии причин катастрофы сосредоточены на выяснении вопроса «спускового крючка»: кто и что сделал неправильно, или какая деталь агрегата внезапно неожиданно сломалась и привела к разрушению крепления крышки к корпусу? Если такая причина есть, то она может быть отнесена к разряду роковых случайностей, халатности и прочих российских пороков.

Значительно серьёзнее в свете пуска восстановленных агрегатов является вопрос: не вызвано ли усталостное разрушение шпилек турбины особенностями, присущими агрегатам СШ ГЭС. В настоящее время агрегаты восстановлены, выполнены работы по совершенствованию гидромеханических защит. Однако предтурбинные затворы опускаются не быстрее, чем за 150 секунд. Как известно, машзал ГЭС был затоплен приблизительно за такое же время. Поэтому публикации, в которых сделана попытка объяснить причины аварии особенностями конструкции или технологического процесса преобразования энергии СШ ГЭС представляют особый интерес.

Одной из попыток объяснить причины аварии техническими особенностями энергоагрегата Саяно-Шушенской ГЭС является публикация на сайте компании SYNERJETICS GROUP версии к.т.н. Ю.И.Лобановского: «Технические причины катастрофы на Саяно-Шушенской ГЭС (итоги расследования)» в период с 20.08 по 04.11.2009 г. Основной посылкой версии является утверждение, что турбина СШ ГЭС обладает особенной «стационарной расходной характеристикой», а именно: зависимость расхода через турбину от перепада давления на ней имеет достаточно большие участки с отрицательным гидравлическим сопротивлением. Эта особенность агрегата СШ ГЭС приводит к тому, что при работе агрегата на участке «стационарной расходной характеристики» с отрицательным гидравлическим сопротивлением в системе водоводов развивается расходящийся по амплитуде колебательный процесс, сопровождаемый бесконечным ростом амплитуды колебаний давления перед турбиной. Этот процесс и привел к разрушению агрегата при работе в запрещенной зоне с расходом на участке отрицательного гидравлического сопротивления «стационарной расходной характеристики». Многократные переходы через зону запрещенной работы вызывали

повышенные колебания давления и превышающие расчетные переменные составляющие напряжения в шпильках.

Ниже в публикации показано, что в работе, на которой основаны выводы Ю.И.Лобановского, допущена серьёзная ошибка. В системе водоводов агрегата СШ ГЭС не может быть гидроакустического резонанса. Однако основания для беспокойства есть и они основаны на экспериментальном материале, опубликованном в книге В.И. Брызгалова.

В предлагаемой вниманию читателей публикации три раздела:

- первый из них посвящен разбору основного положения «Неустойчивости напорных систем гидроэнергоблоков» об отрицательности гидравлического сопротивления «стационарной характеристики турбины»;

- второй раздел – выработанным практикой анализа и синтеза систем управления гидравлическими турбинами оценкам устойчивости простых трубопроводов;

- третий раздел – причинам низкочастотных пульсаций давления в водоводах агрегата СШ ГЭС.

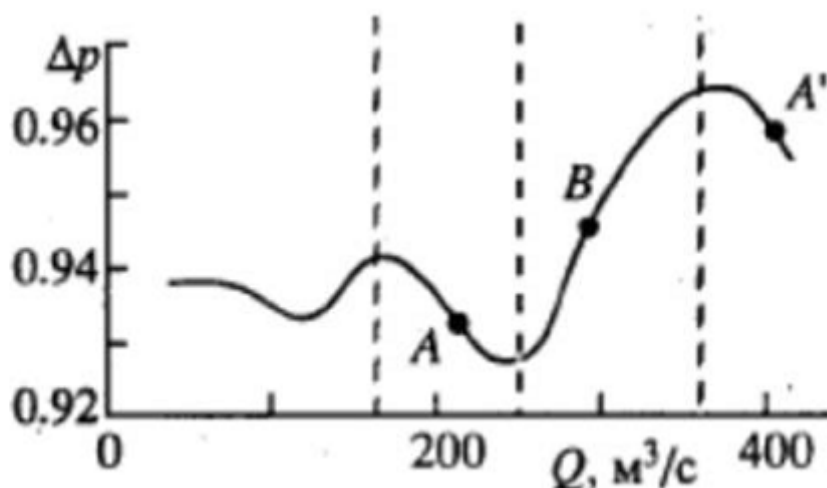
1. О частной производной $\frac{\partial \Delta p}{\partial Q} = \frac{\partial p}{\partial Q} = \left(\frac{\partial Q}{\partial p}\right)^{-1}$ (при $\frac{\partial Q}{\partial p} \neq 0$) и гидроакустическом резонансе.

Цитата из публикации [4].

«В этих работах на основе линейной теории был проведен анализ распространения малых возмущений в проточной системе энергоблока. В напорном водоводе и в отсасывающей трубе потенциал для скорости акустических колебаний описывался одномерными линейными волновыми уравнениями, а на турбине, имеющей в этой модели нулевую размерность, эти решения сшивались с помощью условия сохранения расхода жидкости и так называемой стационарной характеристики турбины. Эта характеристика представляет собой связь между объемным расходом воды через турбину и изменением на ней полного давления (см. фиг. 17 [38], Δp – здесь изменение полного давления, отнесенное к полному давлению на входе в турбину). Обозначенные здесь области А, В и А' являются отображением зон II, III и IV при использовании другого аргумента, не мощности, а объемного расхода (при этом уровень напора зафиксирован). Так как величина Δp не мала, вся задача

становится нелинейной, и ее решение зависит от производной $\frac{\partial \Delta p}{\partial Q}$ [38].»

([38] – статья в Известиях АН, серия «Энергетика», №3, 1996 г., стр.122-131. Арм В.Х., Окулов В.Л., Пылев И.М. Неустойчивость напорных систем гидроэнергоблоков.)



Фиг. 17

Рассмотрим более подробно, что это за кривая. Что такое частная производная? Это производная функции нескольких переменных по одному из аргументов, при условии, что остальные переменные при этом остаются постоянными.

Обратимся сначала к рис.1.1. Пусть 1- трубопровод с теми же временем пробега ударной волны и ударной характеристикой, что и напорный трубопровод СШ ГЭС. 3- аналог отсасывающей трубы. Пусть это простые трубы одинакового поперечного сечения и потери давления в них описываются формулой: $\Delta p_{wp} = \xi \cdot Q^2$ – пропорциональны квадрату расхода. Расход через клапан 2 описывается зависимостью $Q = Q_0 \cdot \sqrt{\Delta p_V}$. Это обычные зависимости, которые можно найти в любом учебнике по гидравлике.

Заметим, что $\Delta p_{wp} + \Delta p_v = \rho \cdot g \cdot H = const = 1$ (принято). Пусть Q_0 - статическая расходная характеристика клапана (расход при перепаде на клапане равном 1), зависящая только от открытия. Пусть Q_0 изменяется от 0 до 1.1.

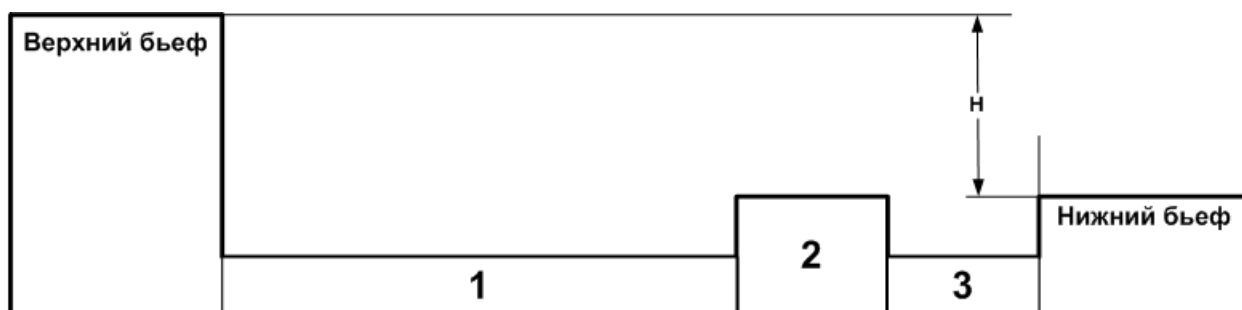


Рис.1.1. Трубопровод с клапаном

Построим график (рис.2.1.) зависимости перепада давления на клапане от расхода через него, учитывая потери в трубопроводах величиной $\xi = 0.04$. Заметим, что при $Q_0 = 0 \rightarrow Q = 0$ и $\Delta p_v = 1$. Построим график $\Delta p_{wp} = 1 - \Delta p_v = 1 - \xi \cdot Q^2$. Таким образом, нами построена та же самая «стационарная характеристика клапана», что и на фиг. 17 в [4] и в статье [1]. Такой трубопровод, в котором есть условия для распространения ударной волны, по теории, излагаемой в [1] будет на собственных частотах приводить к гидроакустическому резонансу и катастрофе. Однако дело обстоит совсем не так, потому что $\frac{\partial p}{\partial Q}$ здесь не равна угловому коэффициенту касательной к представленной на рис.1.2. кривой.

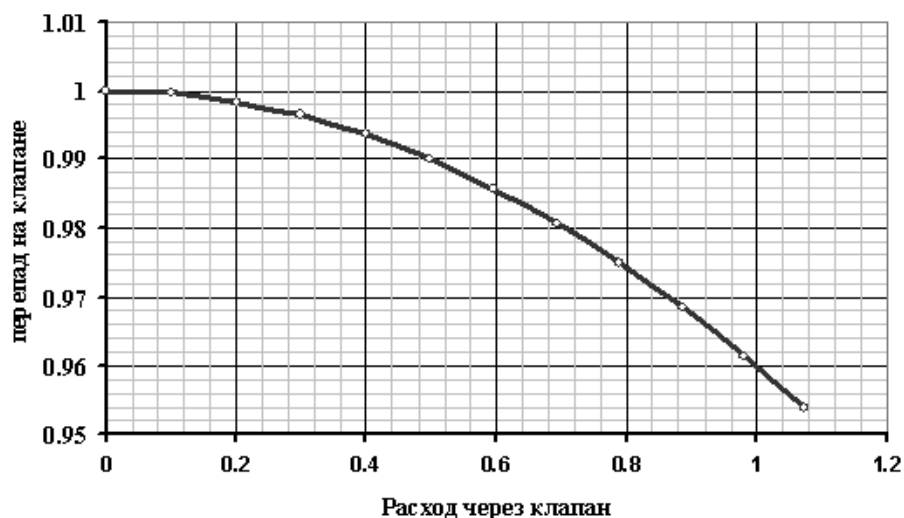


Рис 1.2. Зависимость перепада давления на клапане от расхода через него

В приведенном примере величину $\frac{\partial p}{\partial Q}$ можно подсчитать, используя формулу расхода через клапан. В данном случае $\frac{\partial p}{\partial Q} \cong \frac{2}{Q_0}$ (влияние потерь опущено). При невозможности аналитического вычисления упомянутой производной снимается расходная характеристика при **постоянных** величинах открытия клапана. Построим её в координатах: по оси ординат будем откладывать величину приведенного расхода

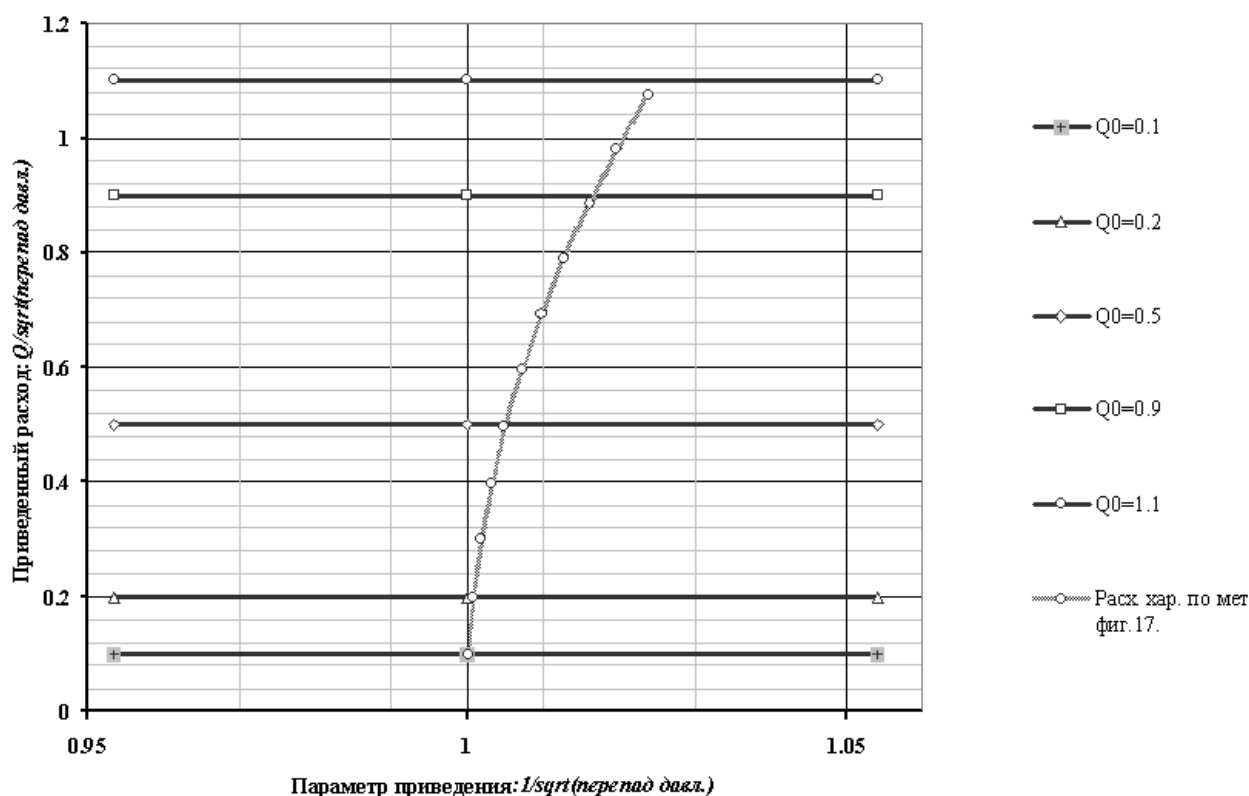


Рис 1.3. Приведенная расходная характеристика клапана.

(как это принято в гидравлике) $q = \frac{Q}{\sqrt{\Delta p_v}}$, а по оси абсцисс величину параметра приведения

$\chi = \frac{1}{\sqrt{\Delta p_v}}$. Для рассматриваемого нами случая на рис.1.3. представлены приведенные расчетные

расходные характеристики клапана (идут параллельно оси χ). Пунктиром на том же рисунке нанесена идущая почти вертикально вверх кривая - отображение кривой рис.2.1. в систему приведенных координат. Ниже при рассмотрении приведенной характеристики турбины будет

определено истинное значение $\frac{\partial p}{\partial Q}$.

При исследовании процессов управления и устойчивости систем управления гидравлическими турбинами используется приведенная относительная расходная характеристика турбины [2,9], представляющая собой однопараметрическое семейство кривых, каждая из которых является зависимостью приведенного расхода от приведенных оборотов для постоянного открытия. Эту характеристику невозможно снять в процессе натурных испытаний (можно ее получить при многодневных наблюдениях за изменениями напора, расхода и мощности). На рис.1.4. представлена эта характеристика, построенная по результатам испытаний модели колеса СШ ГЭС для номинальной частоты вращения ($x = 0$).

Относительная приведенная характеристика представляет собой зависимость:

$$\frac{q}{\sqrt{1+h}} = q_0 \left(a_0, \frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \right)$$

где:

q - относительный расход в сечении направляющего аппарата;

$h = \frac{H - H_{iii}}{H_{iii}}$ - относительное изменение напора на турбине;

$a_0 = \frac{a_0^t}{a_0^{\max}}$ - относительное открытие лопаток направляющего аппарата в свету;

$x = \frac{f - f_{iii}}{f_{iii}}$ - относительная частота вращения

q_0 - удобное обозначение функции приведенного расхода при постоянном открытии направляющего аппарата.

На рис.1.4. обозначены:

- lim 3-4 – верхняя граница зоны III рекомендованных режимов;
- lim 2-3 – верхняя граница зоны II запрещенных режимов эксплуатации;
- lim 1-2 – нижняя граница зоны II запрещенных режимов эксплуатации.

Расход через турбину может быть рассчитан по формуле:

$$Q_t = Q_{iii} \cdot \sqrt{1+h} \cdot \left(q_0 \left(a_0, \frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \right) \right)$$

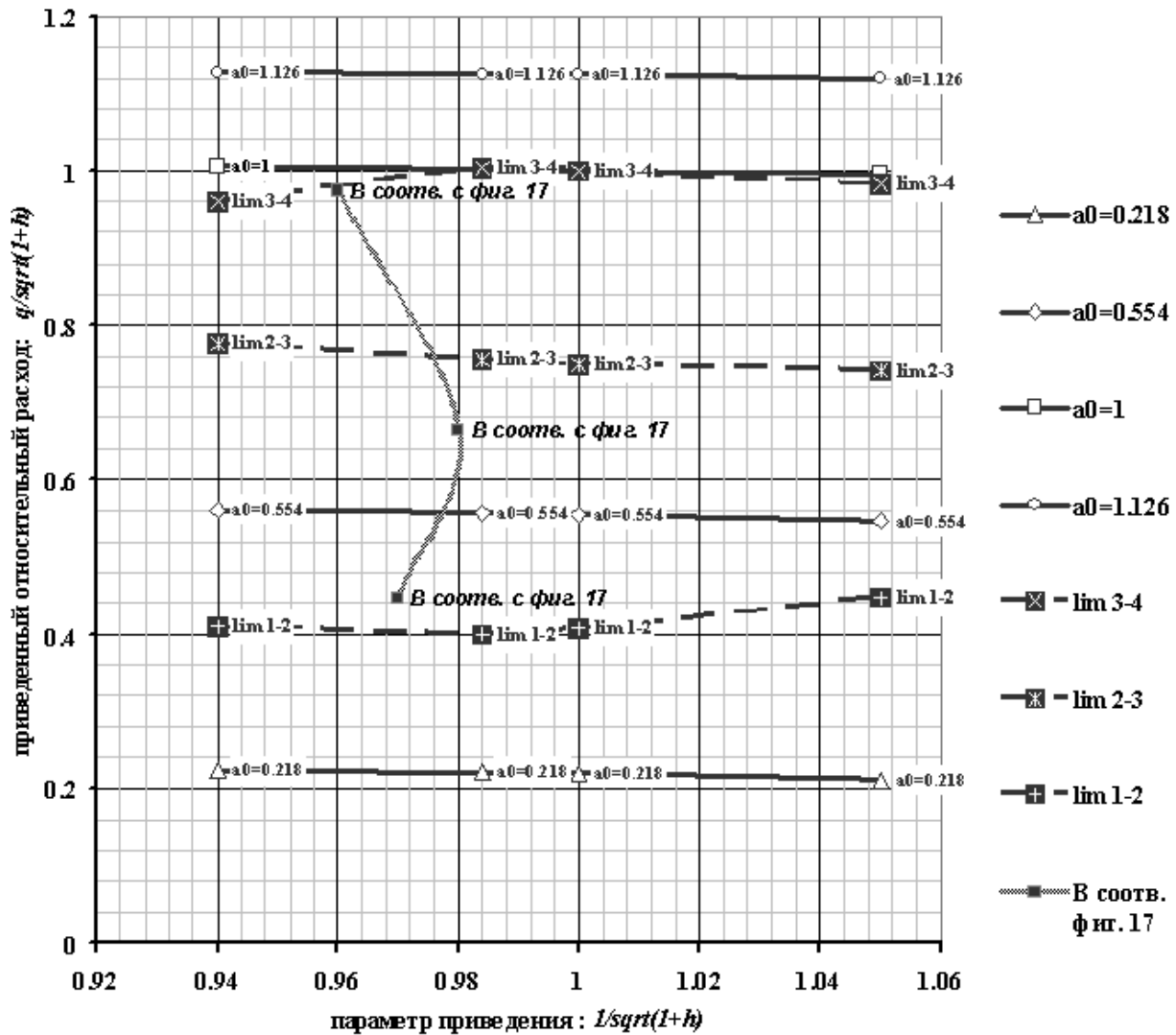


Рис. 1.4. Относительная приведенная расходная характеристика турбины СШ ГЭС.

Вычислим производную от расхода по давлению при постоянных оборотах $x = 0$, отклонении давления h_{st} , при котором определяется производная, и постоянном открытии a_0 . Нетрудно видеть,

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q_t}{\partial H} &= \frac{Q_{iii}}{H_{iii}} \cdot \frac{\partial[\sqrt{1+h} \cdot (q_0(a_0, \frac{1+x}{\sqrt{1+h}}))]}{\partial h} = \\ &= \frac{Q_{iii}}{H_{iii}} \cdot \frac{1}{2\sqrt{1+h_{st}}} \cdot \left(q_0 - \frac{1}{1+h_{st}} \cdot \frac{\partial q_0(a_0, \frac{1+x}{\sqrt{1+h}})}{\partial \frac{1+x}{\sqrt{1+h}}} \right) \end{aligned}$$

Аналогично для случая клапана:

$$\frac{\partial Q}{\partial p} = \frac{1}{2\sqrt{\Delta p}} \cdot Q_0$$

Что для $\Delta p = 1$ (при номинальном перепаде) даст совпадающую с аналитическими расчетами величину $\frac{Q_0}{2}$. А при фактическом значении расхода несколько большую величину, так как

$$\Delta p|_{st} = 1 - \xi Q^2|_{st}$$

Заметим, что расходная характеристика турбины СШ ГЭС очень близка к характеристике обычного клапана.

Частную производную расхода по перепаду надо вычислять по характеристике турбины при постоянном открытии и частоте вращения, а не по кривой зависимости перепада на турбине от расхода при одновременном изменении угла поворота лопаток.

Справа от графика указаны относительные величины открытий a_0 , при которых сняты приведенные на диаграмме характеристики. Кривая, отмеченная идентификатором «В соот. с фиг. 17», соответствует трём точкам фиг.17 из [4]: пересечению пунктирных линий границ зон работы турбины со «стационарной характеристикой турбины».

Следует заметить также, что если потери в трубопроводах растут с ростом расхода (что совершенно естественно, например, для ковшевых турбин), а, стало быть, перепад на турбине падает, то в соответствии с теорией «неустойчивости напорных систем» наблюдалась бы и их неустойчивость во всем диапазоне нагрузок. Таким образом, потери в подводящих трубопроводах турбины способствуют проявлению гидроакустического резонанса – правда, здорово! Теперь несколько цифр, полученных при рассмотрении «стационарной характеристики».

Вычислим все-таки значения $\frac{\partial Q}{\partial p}$ по «стационарной характеристике», потому что в расчетах устойчивости чаще используется именно эта величина, а не обратная ей. И, кроме того, при таком вычислении более очевидна абсурдность используемой «стационарной характеристики».

Участок изменения расхода в м ³ /с	Приращение расхода в % по отношению к номинальному	Приращение перепада в %	Частная производная
180 – 240	16	-1	-16
260 - 340	22	3	7,33

Попробуем дать трактовку полученным результатам, зная, что такое частная производная. Если $\frac{\partial Q}{\partial p} = -16$, то это означает, что при увеличении перепада давления на 6% при постоянном открытии направляющего аппарата турбины расход уменьшится в 2 раза. Напор на ГЭС по эксплуатационной

характеристике может изменяться от 190 м до 220 м, т.е. на 6%. Значит, при увеличении напора на 30м во второй зоне расход через турбину упадет в 2 раза. А в зоне разрешенной работы наоборот вырастет в 1,3 раза. Это свойство не обнаружено при проверке эксплуатационной характеристики турбины [3].

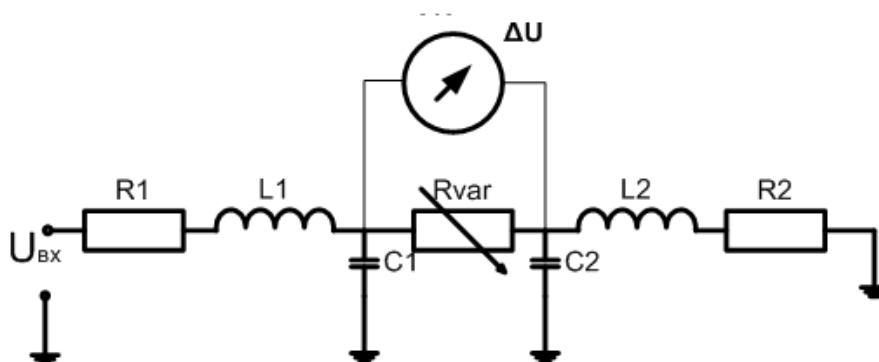


Рис.1.5. Схема измерения сопротивления подстроечного резистора по методу снятия "стационарной характеристики турбины"

Рассмотрим простой пример, поясняющей методику снятия «стационарной характеристики турбины» На рис.1.5. изображена схема пассивного фильтра низкой частоты.

В середине - подстроечный резистор. Схема устойчива. R_{var} - переменный резистор, с помощью которого можно менять ток цепи (аналогичным образом меняется расход через турбину, изменяя проходное сечение направляющего аппарата). Будем измерять падение напряжения на R_{var} и ток, протекающий через него. Очевидно, что напряжение на резисторе будет вычисляться по формуле:

$$\Delta U = U_{\dot{a}\dot{o}} - I \cdot (R1 + R2).$$

Если $U_{\dot{a}\dot{o}} = const$, то в соответствии с рекомендуемым в [1] и применяемым в доказательствах в [4] правилом нахождения сопротивления R_{var} оно равно $\frac{\partial \Delta U}{\partial I} = -(R1 + R2)$ и не зависит от величины истинного сопротивления R_{var} .

В гидравлике следует учесть лишь два фактора:

- расход пропорционален арифметическому значению квадратного корня из перепада;
- перепад давления будет зависеть от разности высот в расположении датчиков и скоростей потока в сечениях установки датчиков (при применении датчиков измеряющих статическое давление).

В остальном приведенная схема измерения переменного сопротивления и зависимости расхода от давления через турбину, описанная в [1], совершенно одинаковы.

Таким образом, в соответствии с методикой, проиллюстрированной приведенной на рис.1.5. схемой, производная расхода по давлению, вычисленная по «стационарной характеристике», равна взятому с обратным знаком сопротивлению водяного тракта.

Приведенная на фиг.17 кривая зависимости перепада на турбине от расхода говорит о том, что только в зоне III (оптимальной по к.п.д.) диффузор отсасывающей трубы работает эффективно: позволяет полезно использовать часть выходной кинетической энергии потока. Это объясняется тем, что именно в этих режимах поток имеет малые окружные составляющие скорости. Именно этот участок «стационарной характеристики» плох, так как с увеличением расхода потери в водоводах падают. Уменьшение перепада на турбине в зонах II и IV сопряжено с уменьшением статического давления за турбиной и увеличением потерь именно в отсасывающей трубе, где наблюдается значительный рост скорости потока и, в частности, абсолютно бесполезной ее окружной составляющей.

Опасность для устойчивости водовода представляет не участок «стационарной характеристики», на котором величина потерь растет, а перепад на турбине падает. Водовод может потерять устойчивость на участке положительности производной $\frac{\partial p}{\partial Q}$ «стационарной характеристики», так как в этом диапазоне изменения расхода потери в водоводе уменьшаются с ростом расхода. Т.е. диапазон мощностей, рекомендованный заводом для длительной работы, характеризуется отрицательной производной величины потерь, как функции расхода. Водовод был бы неустойчив в этих режимах, если бы не характеристики турбины.

Много замечаний можно сделать и по подходу к анализу устойчивости водоводов. Используемая форма записи волновых уравнений и задание начальных условий для нахождения колебаний давления в трубопроводе не отражает физической сущности процесса, происходящего в водоводе ГЭС. Постановку задач динамики агрегатов ГЭС можно найти в [11, 12 и 13].

2. Упругий гидравлический удар (краткие сведения).

Упругий гидравлический («гибкий» в терминологии исследования процессов управления) удар в простом трубопроводе без учета потерь по длине.

Исследования этого явления, названного гидравлическим ударом, восходит к работам Н.Е.Жуковского, выполнившего анализ причин разрыва труб городского водопровода при отключениях потребителей в вечернее время. Этот процесс описывается уравнением в частных производных: волновым уравнением. Для прямолинейного трубопровода постоянного сечения (в дальнейшем простого трубопровода) распространение продольной ударной волны давления при пренебрежении потерями по длине подчиняется волновому уравнению с постоянными коэффициентами:

$$\begin{aligned} \frac{\partial h}{\partial x} + 2\lambda \cdot q + \frac{2 \cdot h_w}{a} \cdot \frac{\partial q}{\partial t} &= 0 \\ \frac{\partial q}{\partial x} + \frac{1}{2 \cdot h_w \cdot a} \cdot \frac{\partial h}{\partial t} &= 0 \end{aligned} \quad (2.1)$$

Переменные h и q - относительные отклонения давления и расхода в расположенном на расстоянии x (м) от верхнего бьефа сечении трубопровода; a - скорость распространения ударной волны, h_w – безразмерная ударная характеристика.

При этом $h_w = \frac{a \cdot Q_{\max}}{2gFH_{ном}} = \frac{T_w}{T_r}$, где $T_r = \frac{2L}{a}$ - «фаза» упругого гидравлического удара, время

пробега ударной волной трубопровода удвоенной длины.

λ - коэффициент потерь по длине в формуле для вычисления относительной величины потери давления в сечении с координатой x , отсчитываемой от верхнего бьефа в установившемся режиме:

$$h_f = -\lambda \cdot x \cdot q_0^2.$$

Положим сначала $\lambda = 0$ и дадим решение (2.1), используя преобразование Лапласа в предположении нулевых начальных условий:

$$\begin{aligned} \frac{\partial H(s, x)}{\partial x} + \frac{2 \cdot h_w}{a} \cdot s \cdot Q(s, x) &= 0 \\ \frac{\partial Q(s, x)}{\partial x} + \frac{1}{2 \cdot h_w \cdot a} \cdot s \cdot H(s, x) &= 0 \end{aligned}$$

$Q(s, x)$ и $H(s, x)$ - лапласовы изображения отклонений расхода и давления являются здесь неизвестными переменными, входящими в линейную систему обыкновенных дифференциальных уравнений второго порядка и зависящими от параметра s и независимой переменной x . Общее решение системы может быть записано:

$$H(s, x) = C_1 \cdot \exp\left(\frac{x}{a} \cdot s\right) + C_2 \cdot \exp\left(-\frac{x}{a} \cdot s\right)$$

$$Q(s, x) = -C_1 \cdot \frac{1}{2 \cdot h_w} \cdot \exp\left(\frac{x}{a} \cdot s\right) + C_2 \cdot \frac{1}{2 \cdot h_w} \cdot \exp\left(-\frac{x}{a} \cdot s\right) \quad (2.2)$$

Предположим, что в некотором сечении нам известны изображения расхода и напора.

Используя приведенные выше соотношения (2.2), можно вычислить константы C_1 и C_2 и получить уравнения связи между переменными начала и конца любого участка простого трубопровода. Поскольку исходные уравнения написаны в предположении, что ось x направлена по ходу потока, то переменным в начале участка будем присваивать индекс $(i-1)$, а в конце – (i) . Пусть нам известны переменные в начале участка.

$$\begin{vmatrix} H(s)_i \\ Q(s)_i \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} ch(s \cdot T_{r,i-1,i}) & -2 \cdot h_w \cdot sh(s \cdot T_{r,i-1,i}) \\ -\frac{1}{2 \cdot h_w} sh(s \cdot T_{r,i-1,i}) & ch(s \cdot T_{r,i-1,i}) \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} H(s)_{i-1} \\ Q(s)_{i-1} \end{vmatrix} \quad (2.3)$$

Здесь $T_{r,i-1,i}$ - время пробега ударной волны между участками.

В гидротурбинных установках, как напорный трубопровод, так и отсасывающая труба одним из своих концов подсоединены к резервуарам с условно бесконечно большой площадью зеркала, поэтому длящийся несколько секунд процесс управления и связанные с ним изменения расхода не могут изменить уровни верхнего и нижнего бьефов. Таким образом, для этих концов водоводов граничным условием будет постоянство давления (равенство его отклонения нулю).

Используем граничное условие верхнего бьефа: $H(s, 0) \equiv 0$, тогда

$$\begin{vmatrix} H(s)_i \\ Q(s)_i \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} ch(s \cdot T_{r,0,i}) & -2 \cdot h_w \cdot sh(s \cdot T_{r,0,i}) \\ -\frac{1}{2 \cdot h_w} sh(s \cdot T_{r,0,i}) & ch(s \cdot T_{r,0,i}) \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} 0 \\ Q(s)_{i-1} \end{vmatrix},$$

и для сечения направляющего аппарата верно выражение:

$$W_h(s) = \frac{H_h(s, L)}{Q(s, L)} = -2h_w \cdot \frac{sh(s \cdot T_{r,0,L})}{ch(s \cdot T_{r,0,L})} = -2h_w \cdot th\left(\frac{s \cdot T_r}{2}\right) = -2h_w \cdot \frac{1 - \exp(-s \cdot T_r)}{1 + \exp(-s \cdot T_r)} \quad (2.4)$$

Переходя к оригиналам в (2.4), получим формулу для вычисления динамической составляющей давления в сечении перед направляющим аппаратом:

$$h(t, L) = -2h_w \cdot (q(t, L) - q(t - T_r, L)) - h(t - T_r, L). \quad (2.5)$$

Расход через направляющий аппарат турбины для СШ ГЭС вычисляется по формуле:

$$q = \sqrt{1+h} \cdot q_0(a_0, \frac{1+x}{\sqrt{1+h}}) \cong \sqrt{1+h} \cdot q_0(a_0) \cong q_0(a_0) + 0,5 \cdot q_0(a_0)|_{a_0=const} \cdot h \quad (2.6)$$

Два уравнения (2.5) и (2.6) образуют замкнутую динамическую систему, устойчивость решения ($q = q_0, h = 0$) которой и определяет устойчивость водовода ГЭС [5].

Аналогичная зависимость верна для вычисления отклонения давления в расположенном непосредственно за турбиной сечении отсасывающей трубы:

$$W_l(s) = \frac{H_l(s)}{Q(s)} = +2h_{wl} \cdot \frac{1 - \exp(-sT_{rl})}{1 + \exp(-sT_{rl})} \quad (2.7)$$

В дальнейшем индексом « h » будут помечаться переменные, если речь идет о напорной части водовода, а индексом « l », если изучается процесс в отсасывающей трубе.

Так как в (2.6), вообще говоря, под h понимается перепад на турбине, то $h = h_h - h_l$.

Замкнутые контуры как для напорного трубопровода, так и для отсасывающей трубы одинаковы и степень демпфирования колебаний давления в них зависит от коэффициента

$K_{h-q} = \frac{\partial q}{\partial h}$ при $a_0 = const, x = 0, h = 0$. Для СШ ГЭС по приведенной относительной расходной характеристики эти коэффициенты принимают следующие значения.

Максимальный коэффициент $K_{h-q} \cong 0,5$ (на линии ограничения мощности 3-4), для середины зоны III - $K_{h-q} \cong 0,45$, а для зоны II его среднее значение равно приблизительно 0,3. Для режимов из зоны I коэффициент K_{h-q} изменяется от 0,1 до 0. Фазы гидравлического удара

$T_{rh} = 0,357c$, $T_{rl} = 0,041c$. Следовательно, для даваемого заводом значения $T_w = 1,243$:

$$h_{wh} = \frac{T_{wh}}{T_{rh}} = 3,3, h_{wl} = \frac{T_{wl}}{T_{rl}} = 3,4. \text{ Для простоты примем: } h_{wh} = h_{wl} = 3,35.$$

Передаточная функция и частотная характеристика разомкнутой системы для напорного трубопровода имеют вид:

$$W_h(s) = -2h_{wh} \cdot \frac{1 - \exp(-sT_{rh})}{1 + \exp(-sT_{rh})} = -2h_{wh} \cdot th \frac{sT_{rh}}{2} \quad (2.8)$$

$$W_h(j\omega) = -2h_{wh} \cdot \frac{1 - \exp(-j\omega T_{rh})}{1 + \exp(-j\omega T_{rh})} = -j2h_{wh} \cdot tg \frac{\omega T_{rh}}{2} \quad (2.9)$$

Устойчивость системы «трубопровод – турбина».

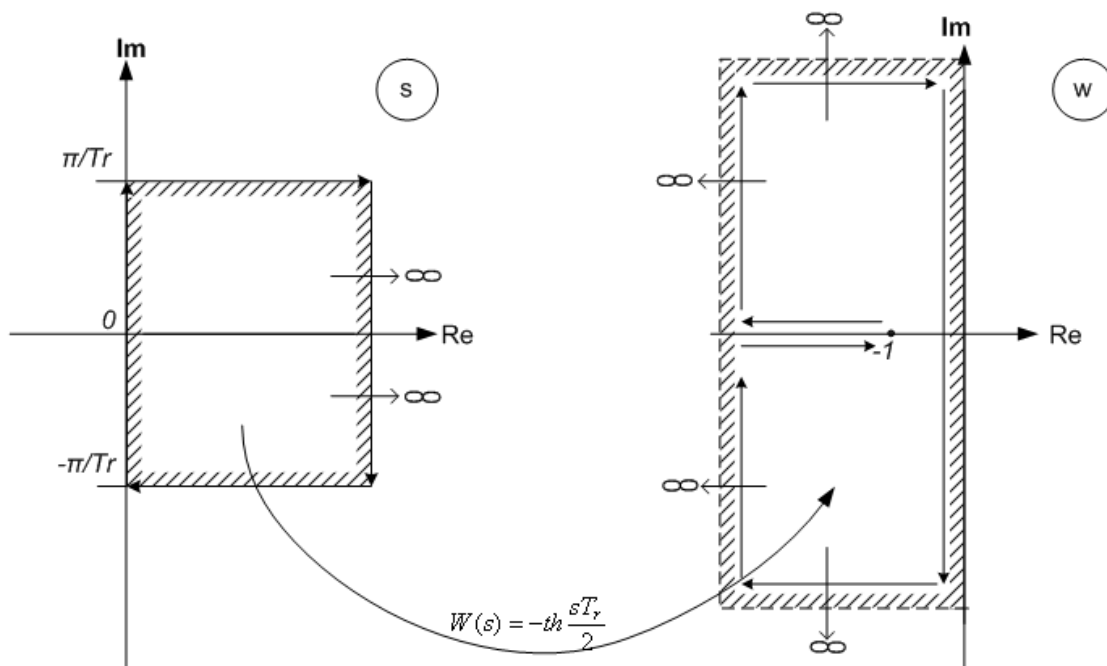


Рис. 2.1. Отображение полосы плоскости s на плоскость w передаточной функцией простого напорного трубопровода

Для устойчивости системы «турбина-трубопровод» уравнение (знаменатель передаточной функции замкнутой системы): $1 - K_{h-q} \cdot (W_h(s) - W_l(s)) = 0$ должно иметь корни с отрицательной вещественной частью [9].

Или иными словами – число $\frac{1}{K_{h-q}}$ не должно принадлежать осуществляемому функцией $(W_h(s) - W_l(s))$ отображению правой полуплоскости плоскости s на плоскости w . Построим сперва отображение правой полуплоскости s на плоскость w осуществляемую функцией $W_h(s)$. Так как $W_h(s) = -2h_{wh} \cdot \frac{1 - \exp(-sT_{rh})}{1 + \exp(-sT_{rh})} = -2h_{wh} \cdot th \frac{sT_{rh}}{2}$ - периодическая функция, то достаточно рассмотреть отображение полосы, ограниченной следующими линиями на комплексной плоскости s : отрезком мнимой оси: $[(0, j \cdot \frac{-\pi}{T_{rh}}) \leq s \leq (0, j \cdot \frac{\pi}{T_{rh}})]$, лучом $[(0, j \cdot \frac{\pi}{T_{rh}}) \leq s \leq (\infty, j \cdot \frac{\pi}{T_{rh}})]$, бесконечно удаленным отрезком, параллельным мнимой оси $[(\infty, j \cdot \frac{-\pi}{T_{rh}}) \leq s \leq (\infty, j \cdot \frac{\pi}{T_{rh}})]$ и лучом $[(\infty, j \cdot \frac{-\pi}{T_{rh}}) \leq s \leq (0, j \cdot \frac{-\pi}{T_{rh}})]$, на плоскость w . Выполняя это отображение по правилам [7, 8], можно получить следующую картину, представленную на рис.2.1.

Полоса шириной от $(-\frac{\pi}{T_r})$ до $(\frac{\pi}{T_r})$ по оси Im и длиной от 0 до ∞ по оси Re плоскости s отображается в левую полуплоскость одного из листов многолистной плоскости w . Это значит, что все уравнения вида: $W(s) = A$, где $A > 0$, не имеют корней с положительными вещественными частями. И по теореме об обращении являющегося мероморфной функцией комплексного переменного лапласова изображения импульсной переходной функции, последняя может быть представлена в виде сходящегося во временной области ряда. Причем каждый член этого ряда будет получен как оригинал разложения функции комплексного переменного в ряд Лорана на соответствующем листе многолистной комплексной плоскости. Итак, отсюда следует, что устойчивы будут все системы, в которых $K_{h-q} > 0$.

Что изменится, если в уравнениях учесть распространение волны в отсасывающей трубе. Передаточная функция разомкнутой системы в этом случае примет вид:

$$W_h(s) = -2h_{wh} \cdot \left(th \frac{sT_{rh}}{2} + th \frac{sT_{rl}}{2} \right) \quad (2.10)$$

Принципиальных отличий в осуществляемом функцией (2.10) отображении правой полуплоскости плоскости s на плоскость w , по сравнению с рассмотренным выше случаем нет. Просто размер некоторых полос отображаемых в левую полуплоскость будет определяться стремлением к (∞) не только первого слагаемого выражения (2.10), но и второго слагаемого. Условие устойчивости при этом сохранится.

1. $K_{h-q} < 0$ вещественная часть корней знаменателя передаточной функции положительна - система неустойчива.

2. $K_{h-q} = 0$ вещественная часть корней знаменателя передаточной функции равна нулю - система нейтральна, на частотах $\omega T_r = \pi + 2n\pi (n = 0, 1, \dots)$. Существуют незатухающие, представимые рядами Фурье решения.

3. $K_{h-q} > 0$ корни знаменателя комплексные с отрицательной вещественной частью - система устойчива.

Коэффициент $K_{h-q} = 0$ только при полностью закрытом направляющем аппарате.

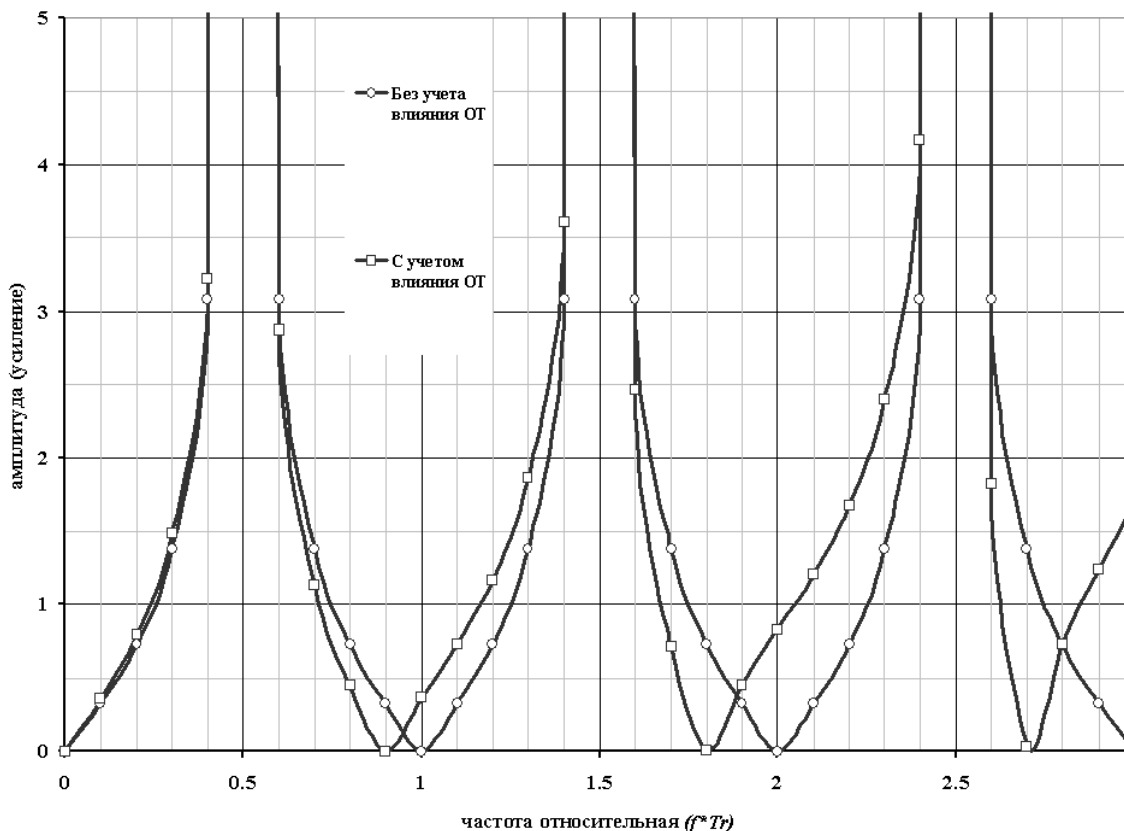


Рис.2.2. Амплитудная частотная характеристика разомкнутого напорного водовода СШ ГЭС.

На рис.2.2. представлены амплитудные частотные характеристики: напорного трубопровода в соответствии с зависимостью (2.8) (без учета влияния ОТ) и с учетом влияния отсасывающей трубы волновым уравнением (с учетом влияния ОТ). Из рисунка следует, что в области интересующих нас частот ($0 < f1r < \frac{3}{2T_{rh}} \cong 4,2\check{A}\ddot{o}$) резонансные пики, уходящие в бесконечность, определяются исключительно напорной частью трубопровода. Смещение точки полного затухания (2,3 Гц) не более 10%. Коррекция частотной характеристики при учете влияния отсасывающей трубы в промежутках между резонансными частотами приводит к незначительному смещению частот полного затухания и к минимальной коррекции амплитуды, которая практически не должна отразиться на вычислении частотной характеристики замкнутой системы в области низких частот.

Переходные процессы при движении регулирующего органа.

Ниже приводятся некоторые свойства решений уравнения гидравлического удара для случая простого одностороннего трубопровода. Эти свойства позволяют лучше понять физику явлений в водоводе.

Рассмотрим переходный процесс: изменение давления перед направляющим аппаратом, при скачкообразном изменении открытия.

Сначала рассмотрим изменение давления перед направляющим аппаратом при скачкообразном изменении расхода и равенстве нулю $K_{h-q} = 0$. Для этого положим в выражении (2.7) $Q(s) = \frac{1}{s}$.

$$\begin{aligned} H_h(s) &= -2h_{wh} \cdot \frac{1 - \exp(-sT_{rh})}{1 + \exp(-sT_{rh})} \cdot \frac{1}{s} = -\frac{2h_{wh}}{s} \cdot \left(\frac{1}{1 + \exp(-sT_{rh})} - \frac{\exp(-sT_{rh})}{1 + \exp(-sT_{rh})} \right) = \\ &= -\frac{2h_{wh}}{s} \left(\sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \cdot \exp(-snT_{rh}) - \exp(-sT_{rh}) \cdot \sum_{n=0}^{\infty} (-1)^n \cdot \exp(-snT_{rh}) \right) = \\ &= -\frac{2h_{wh}}{s} \left(1 + 2 \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \cdot \exp(-snT_{rh}) \right) \end{aligned}$$

Так как умножение изображения $F(s)$ на $\exp(-snT_{rh})$, соответствует во временной области задержке оригинала на время nT_{rh} , то изменение давления перед направляющим аппаратом будет в этом случае определяться зависимостью:

$$\begin{aligned} h_h(t) &= 2h_{wh} \cdot (-1(t) + 2 \cdot 1(t - T_{rh}) - 2 \cdot 1(t - 2T_{rh}) + 2 \cdot 1(t - 3T_{rh}) + \dots) = \\ &= 2h_{wh} \cdot (-1(t) - 2 \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^n \cdot 1(t - nT_{rh})) \end{aligned}$$

График этой функции представлен на рис. 2.3 ($q_0 = 0$). Если учесть, что частотный спектр единичного ступенчатого возмущения дается выражением $\frac{1}{\omega}$, то в полном соответствии с частотной характеристикой «трубопровод» вырезал из спектра нечетные гармоники и усилил их в бесконечное число раз. Таким образом, непрерывный спектр

входного сигнала преобразуется в «забор» из дельта-функций нечётных гармоник с убывающими по гармоническому закону амплитудами (обратно пропорционально номеру гармоники). Это легко проверить, разложив выходной периодический сигнал в ряд Фурье.

Как меняется переходная функция в зависимости от величины коэффициента K_{h-q} ?

Расчет выполнен для следующих значений K_{h-q} :

0,5 – работа в зоне III, 0,25 – работа в зоне II, 0,147 – особый режим в зоне I и 0.05- работа в зоне I.

Пусть выходным сигналом является изменение давления при скачкообразном изменении расходной функции (открытия). Изображение отклонения давления в этом случае дается выражением:

$$H_h(s) = -\frac{2K_{y-q}h_W}{1+2K_{h-q}h_W} \cdot \frac{1-\exp(-sT_r)}{1+\frac{1-2K_{h-q}h_W}{1+2K_{h-q}h_W} \cdot \exp(-sT_r)} \cdot \frac{1}{s}.$$

При $K_{h-q} = 0,147$ - возникает режим с полным подавлением отраженной волны. При этом значении K_{h-q} произведение $2K_{h-q}h_W$ равно единице, и выражение для изображения функции $h_h(t)$ принимает вид:

$$H_h(s) = -\frac{2K_{y-q}h_W}{1+2K_{h-q}h_W} \cdot \frac{1-\exp(-sT_r)}{s}, \text{ откуда } h_h(t) = -\frac{2K_{y-q}h_W}{1+2K_{h-q}h_W} \cdot (1(t) - 1(t - T_{rh}))$$

Для $K_{h-q} \neq 0,147$ величина $\frac{1-2K_{h-q}h_W}{1+2K_{h-q}h_W} \neq 0$, и изображение переходной функции может быть

представлено следующим образом:

$$H_h(s) = -\frac{2K_{y-q}h_W}{1+2K_{h-q}h_W} \cdot \frac{1}{s} \left[1 - \frac{2}{1+2K_{h-q}h_W} \left(\sum_{n=1}^{\infty} \left(-\frac{1-2K_{h-q}h_W}{1+2K_{h-q}h_W} \right)^{n-1} \cdot \exp(-snT_{rh}) \right) \right]$$

Оригинал полученного изображения:

$$h_h(t) = -\frac{2K_{y-q}h_W}{1+2K_{h-q}h_W} \cdot \left[1(t) - \frac{2}{1+2K_{h-q}h_W} \left(\sum_{n=1}^{\infty} \left(-\frac{1-2K_{h-q}h_W}{1+2K_{h-q}h_W} \right)^{n-1} \cdot 1(t - nT_{rh}) \right) \right] \quad (2.11)$$

На рис.2.3 показаны переходные функции для передаточных функций гидравлического удара при различных величинах открытия. Из рисунка видно, что по мере уменьшения открытия демпфирующие свойства турбины падают, и теоретически при полностью закрытом направляющем аппарате в трубопроводе будут существовать незатухающие колебания. Характерной чертой идеального трубопровода является демпфирование всех гармоник в одинаковой степени.

Пусть $K_{h-q} < 0$, тогда стоящая в формуле (2.11) в скобках сумма представляет собой последовательность частичных сумм геометрической прогрессии со знаменателем:

$$\left| \frac{1-2K_{h-q}h_W}{1+2K_{h-q}h_W} \right| > 1. \text{ Если } \left| \frac{1-2K_{h-q}h_W}{1+2K_{h-q}h_W} \right| > 0, \text{ то переходная функция будет колебательная,}$$

расходящаяся, $\left| \frac{1-2K_{h-q}h_W}{1+2K_{h-q}h_W} \right| < 0$, то переходная функция - монотонная стремящаяся к ∞ .

При $K_{h-q} = -\frac{1}{2 \cdot h_W} < 0$ знаменатель дроби $\left| \frac{1-2K_{h-q}h_W}{1+2K_{h-q}h_W} \right|$ обращается в нуль, и переходный

процесс приобретает характер лавинного схлопывания.

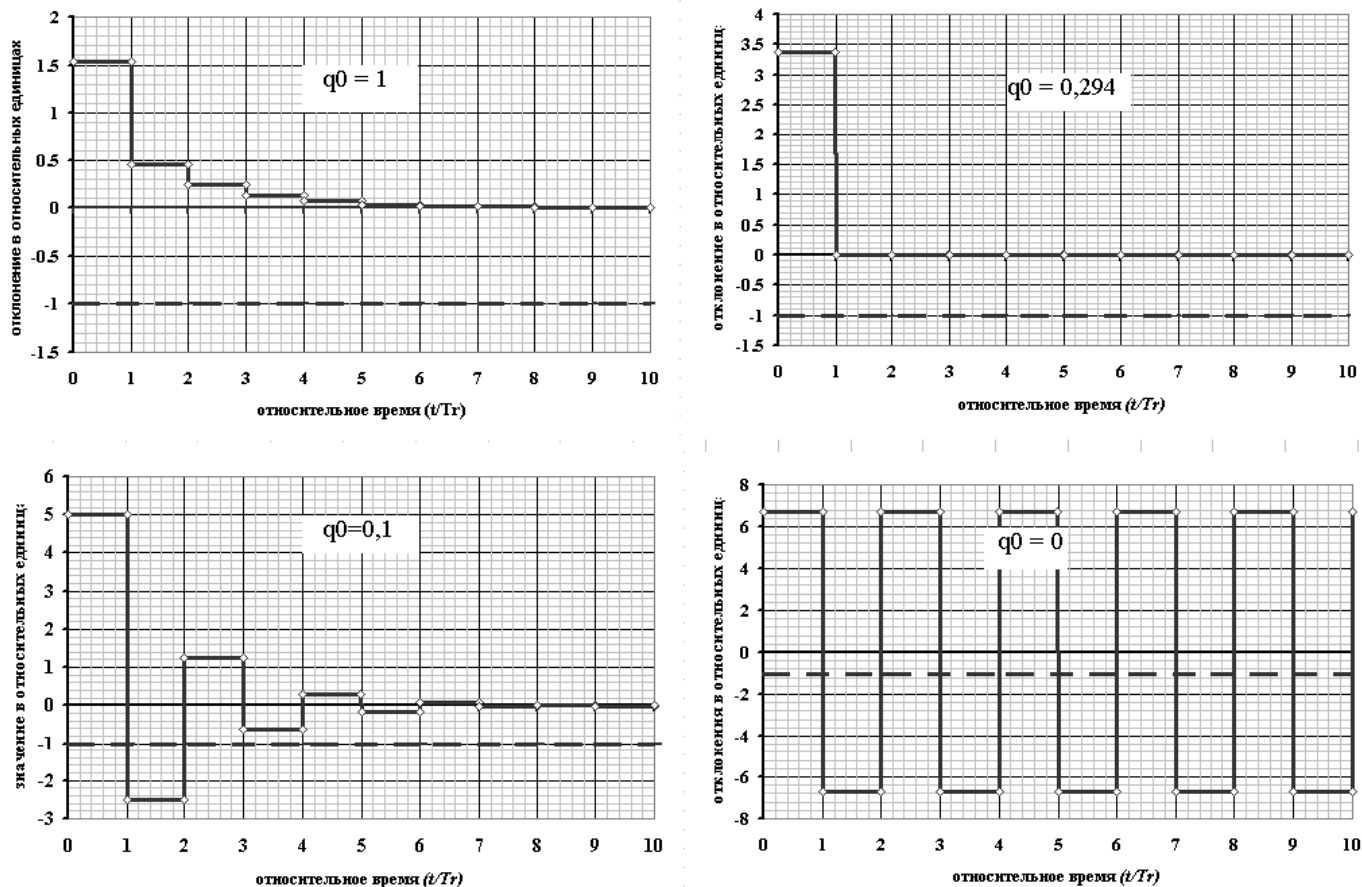


Рис. 2.3. Переходные функции: возмущение - отрицательное ступенчатое изменение расхода в отрицательную сторону; выход - колебания давления в напорном трубопроводе.

Практически в трубопроводе всегда есть потери по длине, и имеется множество особенностей: изменение сечения, изгибы, которые приводят к частичным отражениям волн и в конечном итоге к их достаточно быстрому затуханию.

Влияние потерь на трение в водоводах ГЭС в соответствии с [8] значительно усложняет конечное выражение передаточной функции трубопровода в сечении направляющего аппарата:

$$H(s, L) = -\frac{2 \cdot h_W \cdot \sqrt{1+s \cdot T_\lambda}}{\sqrt{s \cdot T_\lambda}} \cdot \frac{1 - \exp(-T_r \cdot \sqrt{\frac{(1+s \cdot T_\lambda) \cdot s}{T_\lambda}})}{1 + \exp(-T_r \cdot \sqrt{\frac{(1+s \cdot T_\lambda) \cdot s}{T_\lambda}}} \cdot Q(s, L), \quad (2.12)$$

здесь $T_\lambda = \frac{h_W \cdot T_r}{\lambda \cdot q_0}$ - постоянная времени демпфирования ударных волн потерями на трение,

причем в стационарном режиме потери давления по длине определяются зависимостью $h_f(x) = \lambda \cdot x \cdot q_0^2$, где x - линейная координата, отсчитываемая от верхнего бьефа.

Переходной функцией, соответствующей передаточной функции, является функция Бесселя, представимая рядом:

$$h(t) = -\exp\left(-\frac{1}{T_\lambda} \cdot t\right) \cdot \sum_{n=1}^{\infty} \frac{8 \cdot h_W}{T_r \cdot \omega_n} \cdot \sin \omega_n \cdot t, \quad (2.13)$$

$$\text{где } \omega_n = \sqrt{\left(\frac{(2n-1) \cdot \pi}{T_r}\right)^2 - \frac{1}{T_\lambda^2}} \quad (2.14)$$

При $\lambda \rightarrow 0$ $T_\lambda \rightarrow \infty$ и передаточная функция (2.12) принимает вид (2.8), а разложение (2.13) превращается в ряд Фурье для переходной функции рис.3.2 ($q_0 = 0$). Влияние трения можно оценить, например, для $q_0 = 1$ и $\lambda = 0,04$ величина $T_\lambda = 30\text{с}$. Возьмем первую гармонику из (2.13). Ее частота с достаточной степенью точности равна: $f_n = \frac{1}{2 \cdot T_r} = 1,44$ Гц. Затухание колебаний при этом будет определяться постоянной времени равной 30с. При изменении открытия направляющего аппарата постоянная времени демпфирования волн потерями по длине водовода изменяется обратно пропорционально величине расхода, соответствующего в стационарном режиме текущему открытию. Таким образом, трение в коротких водоводах можно не учитывать. В [6] показано, что устойчивость простого трубопровода определяется передаточной функцией контура, состоящего из звена чистого запаздывания с передаточной функцией $W(s) = \exp(-sT_r)$, охваченного обратной связью, глубина и знак которой равна произведению коэффициента отражения волн Д'Аламбера в верхнем бьефе и в сечении направляющего аппарата. Кроме того, изменения сечения водовода вносят существенные коррективы в картину отражения волн и правильно сконструированный водовод: расширяющийся в сторону верхнего бьефа и сужающийся (спиральная камера) у направляющего аппарата способствуют демпфированию ударных волн, за счет частичного отражения волн укороченной длины и уменьшения коэффициента распространения длинных волн.

3. Причины пульсаций давления в динамической системе «трубопровод-турбина».

3.1. Передаточные функции динамической системы «напорный трубопровод – турбина - отсасывающая труба».

Рассмотрим структуру исследования устойчивости динамической системы «напорный трубопровод – турбина - отсасывающая труба». Эта динамическая система в линейном приближении (малые колебания) укладывается в следующую модель.

Отклонение расхода через турбину от его установившегося значения при малой девиации параметров режима представимо в виде:

$$Q(s) = K_{y-q} \cdot Y(s) + K_{h-q} \cdot H(s) + K_{x-q} \cdot X(s), \quad (3.1)$$

где:

$Q(s)$ - Лапласово изображение отклонения расхода через турбину от некоторого установившегося значения, в окрестности которого изучается поведение решения,

$Y(s)$ - Лапласово изображение отклонения положения лопаток там же,

$H(s)$ - Лапласово изображение отклонения перепада на турбине там же,

$X(s)$ - Лапласово изображение отклонения частоты вращения турбины там же,

$K_{y-q}, K_{h-q}, K_{x-q}$ - коэффициенты влияния отклонений параметров режима на величину отклонения расхода.

Уравнения изменения динамических составляющих давления, вызванных ускорением или замедлением потока в напорном трубопроводе и отсасывающей трубе:

$$H(s) = H_h(s) - H_l(s), \quad (3.2)$$

$$H_h(s) = W_h(s) \cdot Q(s), \quad (3.3)$$

$$H_l(s) = W_l(s) \cdot Q(s), \quad (3.4)$$

В этих уравнениях: $H_h(s); H_l(s)$ - изображения динамических составляющих отклонений давлений перед направляющим аппаратом и за турбиной, возникающих при изменении расхода через турбину;

$W_h(s); W_l(s)$ - передаточные функции «изменение расхода - отклонение давления» соответственно для напорного участка трубопровода и отсасывающей трубы;

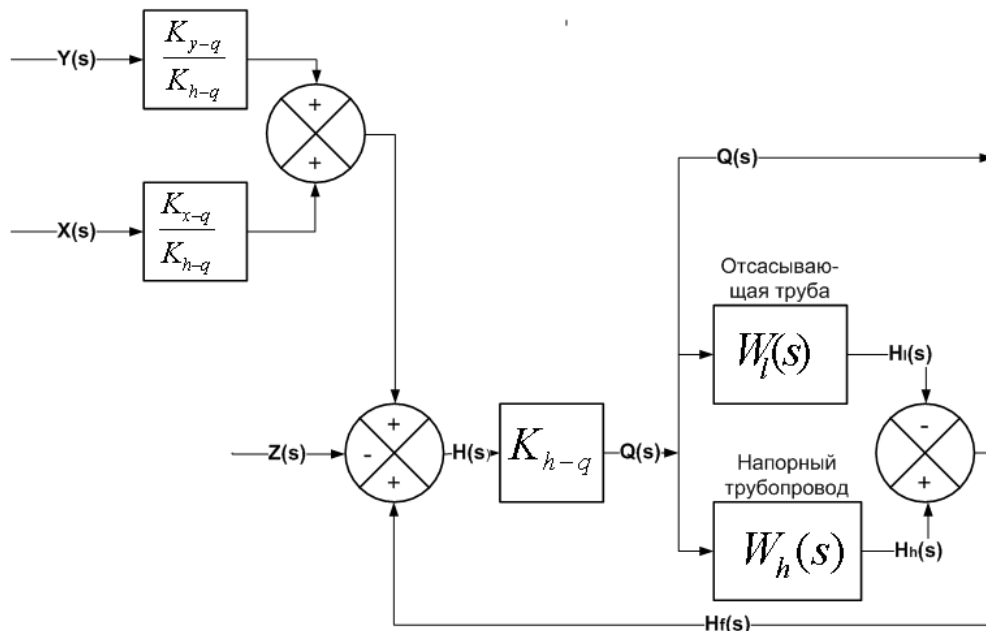


Рис.3.1. Структурная схема динамической системы "трубопровод - турбина - отсасывающая труба" для режим малых колебаний.

$Z(S)$

внешнее возмущающее воздействие по отклонению давления в отсасывающей трубе.

Структура рассматриваемой динамической системы представлена на рис.3.1

Решение системы уравнений (3.1), (3.2), (3.3) и (3.4) при действии внешнего возмущения $Z(S)$ и нулевых начальных условиях дается выражениями:

$$Q(s) = -\frac{K_{h-q} \cdot Z(s)}{1 - K_{h-q} \cdot (W_h(s) - W_l(s))} \text{ при } Y(s) = 0, X(s) = 0 \quad (3.5)$$

$$H_h(s) = -\frac{(K_{h-q} \cdot Z(s)) \cdot W_h(s)}{1 - K_{h-q} \cdot (W_h(s) - W_l(s))} \text{ при } Y(s) = 0, X(s) = 0 \quad (3.6)$$

$$H_l(s) = -\frac{(K_{h-q} \cdot Z(s)) \cdot W_l(s)}{1 - K_{h-q} \cdot (W_h(s) - W_l(s))} \text{ при } Y(s) = 0, X(s) = 0 \quad (3.7)$$

Если в формулах (3.5), (3.6) и (3.7) заменить $K_{h-q} \cdot Z(s)$ на $(-K_{y-q} \cdot Y(s))$, то полученные передаточные функции будут давать решения для соответствующих переменных при изменении величины открытия.

Для оценки устойчивости системы управления мощностью турбины полезна формула изменения момента турбины в зависимости от положения регулирующего органа и напора:

$$M(s) = \left[\frac{\partial m_T}{\partial y} \Big|_{(1+h)=const} + \frac{\partial m_T}{\partial h} \Big|_{y=y_0} \cdot \frac{K_{y-q} \cdot (W_h(s) - W_l(s))}{1 - K_{h-q} \cdot (W_h(s) - W_l(s))} \right] \cdot Y(s) \quad (3.8)$$

при $Z(s) = 0, X(s) = 0$.

В дальнейшем исследовании используется метод, характерный для расчета устойчивости систем автоматического управления, как более удобный и позволяющий получить качественную картину поведения системы.

3.2. Частотная характеристика замкнутой системы.

Напомним, что модуль частотной характеристики - отношение амплитуды выходного сигнала к амплитуде входного синусоидального сигнала частоты ω . Фаза – сдвиг фаз между входным и выходным синусоидальными сигналами.

Практический интерес представляют следующие частотные характеристики:

вход – «колебания давления в отсасывающей трубе», выходы – «давление перед направляющим аппаратом», «давление за турбиной», «давление за турбиной плюс возмущающая сила»;

вход – «изменение пропускной способности турбины», выходы - «давление перед направляющим аппаратом», «давление за турбиной».

Практически речь идет о четырех частотных характеристиках. Первые три из них отражают изменения давлений перед направляющим аппаратом (обозначается индексом $(h-z)$) и за турбиной (обозначается индексом $(l-z)$) при возмущении по давлению $l-z$ непосредственно за турбиной. Частотная характеристика $W_{l\Sigma}(s)$ - дает возможность вычислить суммарную амплитуду давления за турбиной, т.е. возмущение плюс ударное давление, вызванное им же в отсасывающей трубе

$$W_{h-z}(j\omega) = -\frac{K_{h-q} \cdot W_h(j\omega)}{1 - K_{h-q} \cdot (W_h(j\omega) - W_l(j\omega))} \quad (3.9)$$

$$W_{l-z}(j\omega) = -\frac{K_{h-q} \cdot W_l(j\omega)}{1 - K_{h-q} \cdot (W_h(j\omega) - W_l(j\omega))} \quad (3.10)$$

$$W_{l\Sigma}(s) = \frac{1 - K_{h-q} \cdot W_h(j\omega)}{1 - K_{h-q} \cdot (W_h(j\omega) - W_l(j\omega))} \quad (3.11)$$

Напомним, что вид характеристик (3.9) и (3.10) сохранится, если возмущением будет изменение пропускной способности турбины: открытие или закрытие направляющего аппарата или отклонения частоты вращения, влекущие соответствующие колебания расхода. В этих случаях множителем числителя будет либо $(-K_{h-y})$, либо K_{h-x} с соответствующим знаком вместо K_{h-q} .

Четвертая характеристика, которая необходима для построения гипотезы о возможных причинах вибрации в области больших нагрузок – это зависимость перепада давлений на турбине от изменения расхода при движении направляющего аппарата или качаниях частоты.

$$W_{hl-y(x)}(j\omega) = \frac{K_{h-y(x)} \cdot (W_h(j\omega) - W_l(j\omega))}{1 - K_{h-q} \cdot (W_h(j\omega) - W_l(j\omega))} \quad (3.12)$$

3.3. Свойства частотных характеристик водовода.

В результате выполненных расчетов были построены следующие графики:

- зависимости от частоты ($f \cdot T_r$) отношения амплитуды колебаний давления перед направляющим аппаратом к суммарной амплитуде колебания давления непосредственно за турбиной (реакция водовода плюс возмущение) ($A_{на}/A_{от}$) при расположенном в отсасывающей трубе генерирующем колебания давления источнике, (рис.3.2.);

- зависимость от частоты ($f \cdot T_r$) отношения амплитуды колебаний давления за

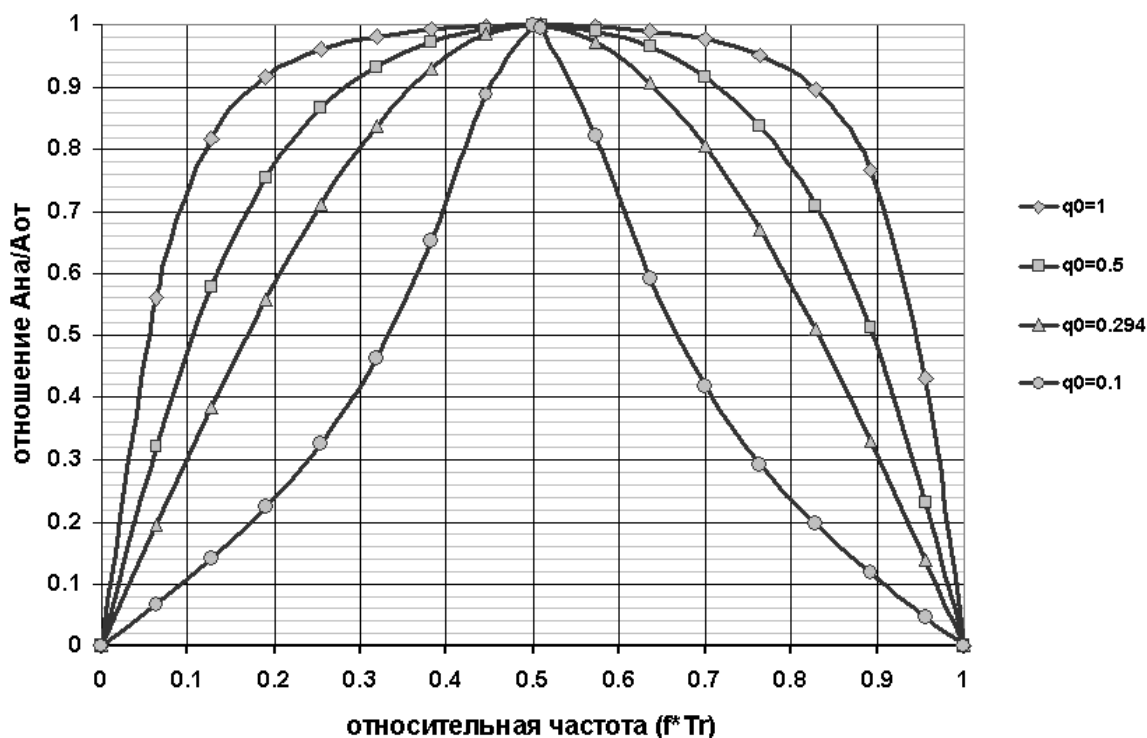


Рис.3.2. Отношение амплитуды пульсаций давления перед турбиной к амплитуде пульсаций давления вна выходе из турбины при приложенном к выходу из турбины возмущению давления.

турбиной к амплитуде колебания давления перед направляющим аппаратом ($A_{от}/A_{на}$) при возмущениях, вызывающих изменение расходной функции (рис.3.3.).

Представленные на рис.3.2. зависимости отражают первое важное для анализа экспериментальных исследований свойство:

С1:если пульсация давления возникает в отсасывающей трубе, то амплитуда пульсации давления перед направляющим аппаратом будет меньше, чем амплитуда пульсации на выходе потока из турбины.

Следовательно, если в эксперименте зафиксировано, что пульсация давления перед направляющим аппаратом (в спиральной камере) меньше, чем в отсасывающей трубе, то возмущение является возмущением по давлению и источник его расположен в отсасывающей трубе.

На рис. 3.8. в [3] представлены экспериментальные зависимости изменения пульсаций давления в спиральной камере и в отсасывающей трубе в зависимости от хода промежуточного сервомотора (величины открытия). При приближении действующего напора (174м-190м) к расчетным значениям (175м-220м) четко выделяется максимум низкочастотной вихревой пульсации в области 50-60% хода промежуточного сервомотора. Там же на рис.3.28. представлен график изменения амплитуд пульсации давления в спиральной камере и отсасывающей трубе в зависимости от мощности турбины при напоре 215,7 м. Можно с большой долей уверенности сказать, что при мощности около 400МВт в спектре пульсаций давления будет преобладать низкочастотная вихревая (0,4-0,7Гц).

На рис.3.3. приведена расчетная зависимость, связывающая отклонения давления перед турбиной и отклонения давления за турбиной при изменении положения направляющего аппарата. Этот график показывает:

С2: при изменении расхода отклонения давления перед турбиной намного больше, чем отклонения его же на входе в отсасывающую трубу.

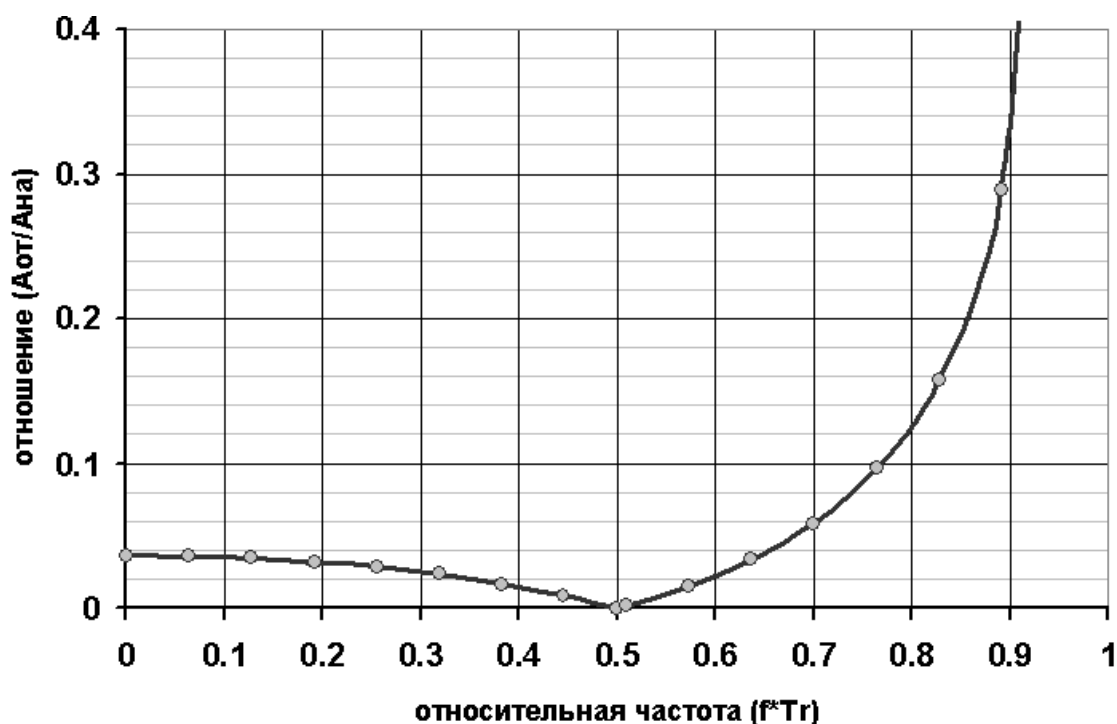


Рис.3.3. Отношение амплитуды пульсаций давления на выходе из турбины к пульсациям давления на ее входе при возмущении, изменяющем пропускную способность турбины (отклонение частоты вращения или движение регулирующего органа)

При увеличении мощности (рис.3.28 в [3]) картина меняется, и пульсации на входе в турбину становятся намного больше, чем в отсасывающей трубе. Следовательно, причиной появления этих пульсаций являются изменения расхода.

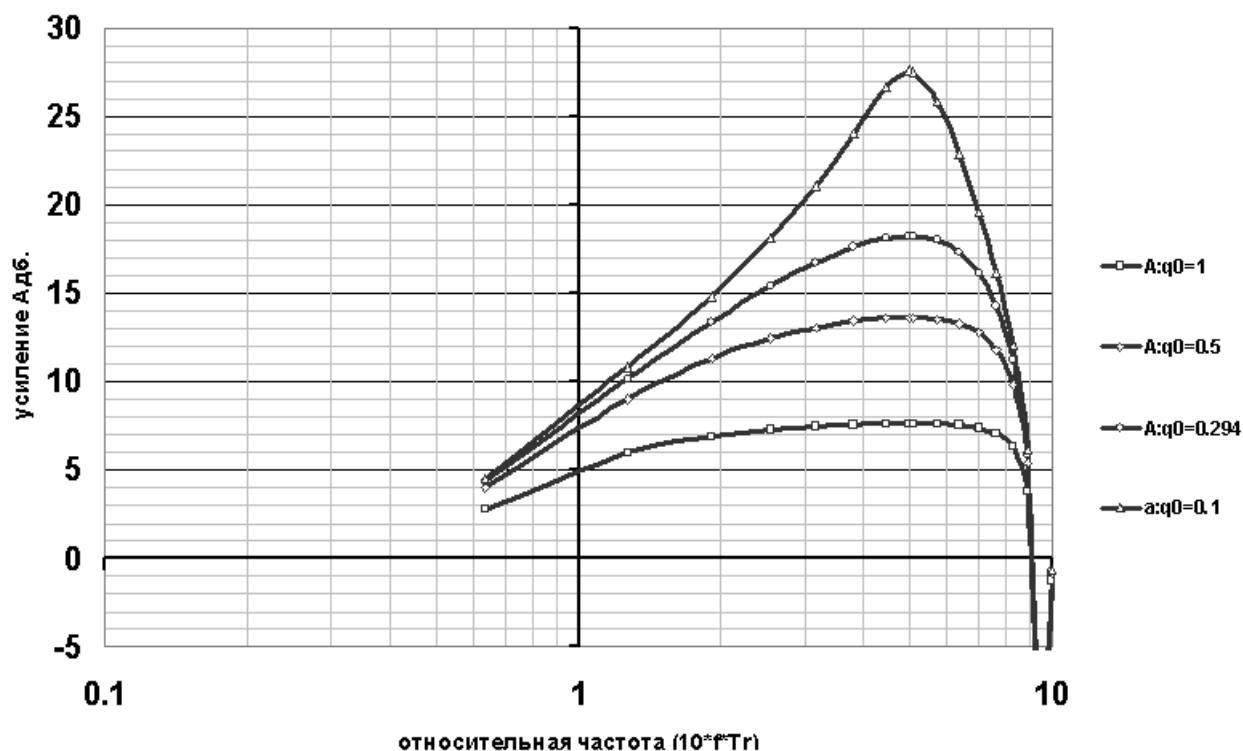


Рис. 3.4а. Логарифмическая амплитудная характеристика водовода:
вход - изменение расхода,
выход - изменение перепада на турбине

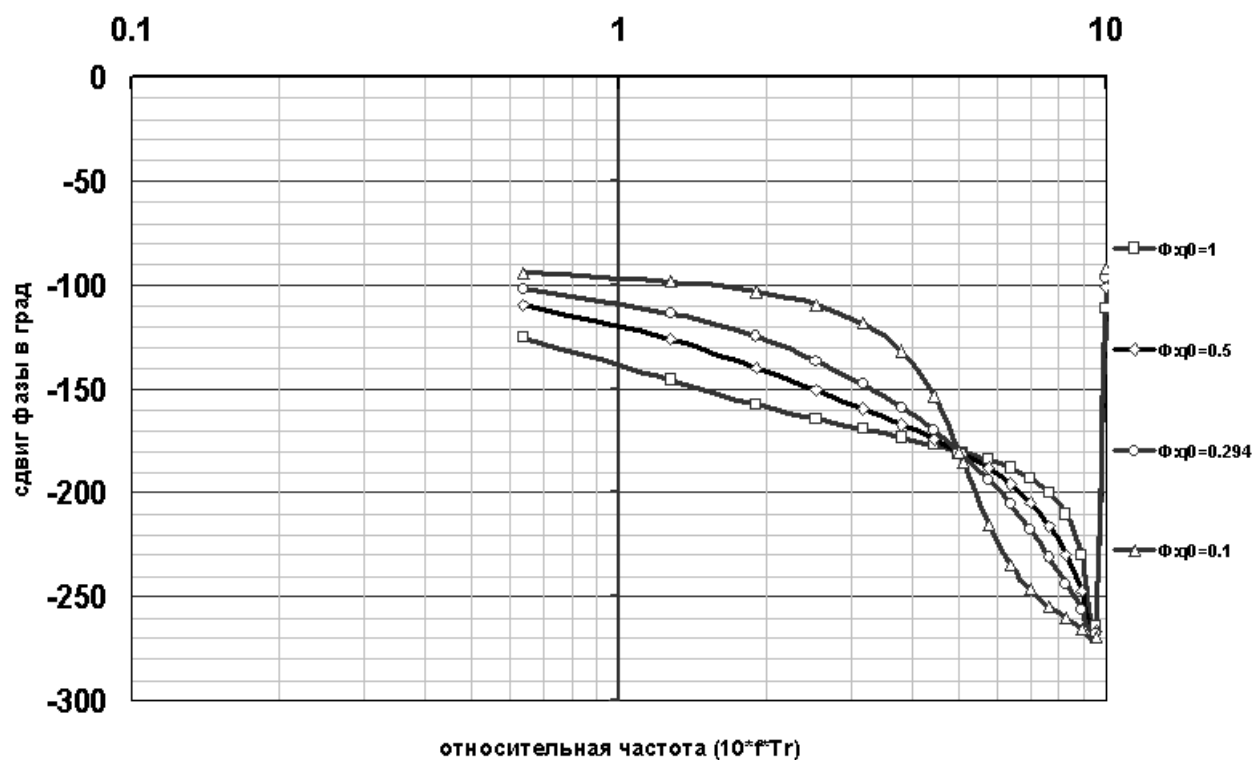


Рис. 3.4б. логарифмическая частотная фазовая характеристика:
вход - изменение расхода турбины,
выход - перепад давления на турбине.

Изменения расхода могут быть вызваны только двумя причинами – это либо изменения скорости, вызывающие изменения расхода, либо движение направляющего аппарата.

На рис. рис.3.4а и 3.4б представлены логарифмические амплитудная и фазовая частотные характеристики: зависимости перепада давлений на турбине при изменениях расхода через нее. Из графиков видно, что при уменьшении открытия реакция трубопровода на возмущение по расходу возрастает. Частотные характеристики по мере уменьшения величины открытия приближаются к характеристикам полосового фильтра с инверсией. Наряду с этой характеристикой представляет интерес сравнить выражения для частотных характеристик колебаний давления перед турбиной и за ней. Рис.3.3. дает представление о соотношении амплитуд между колебаниями давления в отсасывающей трубе и перед турбиной в зависимости от частоты возмущения. Это отношение не зависит от величины открытия, при которой рассчитывается характеристики, так как отношение амплитудных характеристик равно:

$$\frac{A_{I\dot{O}}}{A_{I\dot{A}}} = \frac{|W_{l-y}|}{|W_{h-y}|} = \frac{\left| \operatorname{tg} \frac{\omega \cdot T_{rl}}{2} \right|}{\left| \operatorname{tg} \frac{\omega \cdot T_{rh}}{2} \right|}. \quad (3.13)$$

Если $T_{rh} \gg T_{rl}$, то в области частот $0 < f \cdot T_{rl} < 0,5$ в точках $f \cdot T_{rh} = 0,5 + n$, где $n = 0, \dots, m$, и m удовлетворяет условию $m + 0,5 < \frac{0,5}{T_{rl}}$, значение величины, даваемой зависимостью (13.3), равно

нулю. Иными словами, если частота первой гармоники возмущения близка к $\frac{0,5}{T_{rh}}$, то в силу

ограниченности A_{HA} все нечетные гармоники возмущения будут также иметь малые амплитуды.

Гармоники, имеющие частоты близкие к $f \cdot T_{rh} = n$ и $n < \frac{0,5}{T_{rl}}$, будут отсутствовать в пульсациях

давления перед направляющим аппаратом. Таким образом, можно сформулировать третье свойство, которым можно воспользоваться для анализа экспериментальных данных:

С3: если частота первой гармоники полигармонических пульсаций давления перед турбиной и в отсасывающей трубе близка к первой резонансной частоте напорного трубопровода, то в сигнале перед турбиной будут представлены преимущественно нечетные гармоники сигнала, а в отсасывающей трубе преимущественно – четные гармоники.

Аналогичное соотношение можно получить и для фазовых характеристик:

$$\Phi_{I\dot{O}} - \Phi_{I\dot{A}} = \Phi\left(j \cdot \operatorname{tg} \frac{\omega \cdot T_{rl}}{2}\right) - \Phi\left(j \cdot \operatorname{tg} \frac{\omega \cdot T_{rh}}{2}\right) \quad (3.14)$$

Из соотношения (3.14) следует, что в промежутке частот $f \cdot T_{rh} \leq 1 \rightarrow (\omega \cdot T_{rh} \leq 2 \cdot \pi)$ сдвиг фаз между колебаниями давления в отсасывающей трубе и перед направляющим аппаратом для

диапазона частот $0 < f \cdot T_{rh} \leq 0,5$ будет равен плюс 180° , а для диапазона $0,5 < f \cdot T_{rh} \leq 1$ - плюс 360° . Приведенное соображение позволяет сформулировать четвертое свойство:

С4 : если частота первой гармоники полигармонических пульсаций давления перед турбиной и в отсасывающей трубе близка к первой резонансной частоте напорного трубопровода и сдвиг фаз между пульсациями давления в отсасывающей трубе и перед турбиной равен плюс 180° , то частота первой гармоники пульсаций ниже первой резонансной напорного трубопровода.

3.3. Анализ экспериментальных данных с применением свойств частотных характеристик трубопроводов.

Какие выводы можно сделать из сказанного выше, анализируя приведенные на рис.рис.3.28 и 3.31 в [3] графики изменения пульсаций давления в зависимости от мощности.

1. В районе мощностей 400-500МВт наблюдается увеличение амплитуды пульсаций перед турбиной и в отсасывающей трубе. Амплитуда пульсаций в отсасывающей трубе выше, чем перед турбиной. В соответствии со свойством **С1** можно утверждать, что возмущение возникает в отсасывающей трубе (пульсация давления в кавитационном шнуре за турбиной). Большая вертикальная вибрация опоры подпятника говорит о том, что это низкочастотная пульсация.

2. При увеличении мощности и достижении ею значения 740МВт наблюдается резкий рост пульсаций давления преимущественно перед турбиной. Резкое увеличение вибрации опоры подпятника свидетельствует о низкой частоте пульсаций. В соответствии со свойством **С2** можно прийти к заключению, что пульсация возникает из за возмущения, вызванного изменением расхода через турбину. Обратимся к записи пульсаций давления рис.3.31. Форма пульсаций давления перед турбиной близка к треугольной. Известно, что разложение треугольного периодического сигнала в ряд Фурье содержит только нечетные гармоники. Форма пульсаций давления в отсасывающей трубе близка к пилообразной, что говорит о большом содержании в спектре сигнала четных гармоник. Кроме того, первая гармоника пульсации давления в отсасывающей трубе опережает аналогичную составляющую пульсации перед турбиной на 180° . Таким образом, пульсации давления перед турбиной и в отсасывающей трубе при высоком напоре и мощности большей 730МВт обладают всеми характерными свойствами: **С2, С3 и С4**, которые установлены при анализе реакции динамической системы «трубопровод - турбина» в случае изменении расхода через турбину и присущи колебаниям давления в упомянутых точках.

Анализ расходной характеристики агрегата и частотной характеристики водовода показывают, что зафиксированная во входном сечении амплитуда пульсаций давления 6,5 м.в.ст. может быть вызвана изменением расхода через турбину амплитудой $1 \div 1,5\%$ от номинального. Такое изменение расхода и с такой частотой может быть получено только при соответствующем движении регулирующих органов, максимальная скорость движения которых составляет [10] 13% в секунду.

Поворот каждой лопатки гидротурбины Саяно-Шушенской ГЭС производится индивидуальным сервомотором. Причем каждый из приводов лопатки представляет собой двухкаскадную гидромеханическую следящую систему, отслеживающую положение синхронизирующего кольца, положение которого задается промежуточным сервомотором. Силовое замыкание зазоров в рычажных передачах обеспечивается применением побудительных золотников с тарелками разных диаметров и прочими ухищрениями, описанными в [3 и 10]. Заметим, что вся рычажная передача находится в зоне сильных вибраций. И хотя конструкцией рычажной передачи предусмотрено исключение влияния вертикальных перемещений элементов следящей системы на стабильность ее работы, тем не менее, этот привод требует тщательного ухода и слишком сложен для эксплуатации. Надежность его уменьшается, и склонность к автоколебаниям прогрессивно возрастает по мере увеличения срока эксплуатации, чему способствует большое число примененных в его конструкции шарикоподшипников, используемых для соединения механических звеньев и в опорах рычагов. Второй важной особенностью гидромеханического привода является наличие, хоть и небольшой, зоны нечувствительности, которая может превратиться в люфт, если угол поворота лопатки, в котором она находится, является углом перемены знака момента гидродинамических сил, стремящихся ее повернуть. Заметим, что в [3] на стр.стр 222, 223 описаны некоторые особенности поведения привода до его модернизации.

Интересна также приведенная в [3] рис.3.32 осциллограмма сброса нагрузки. При открытии меньшем 50% в графике изменения давления в отсасывающей трубе наблюдается присутствие низкочастотной (вихревой) периодической составляющей. При увеличении перепада на турбине на графике давления перед турбиной появляется более высокочастотная пульсация, которую можно объяснить только изменением расхода через турбину, так как она отсутствует в отсасывающей трубе, что в принципе следует из графика рис.3.3. Довольно большая амплитуда пульсации давления обусловлена значительным подъёмом амплитудной частотной характеристики (рис.3.4а) при текущем открытии ($\leq 50\%$) лопаток направляющего аппарата. Коэффициент усиления на этих частотах равен приблизительно 12 дБ, или 4. Т.е. всплеск давления в 12 м.в.ст.будет наблюдаться, если лопатки задержаться и отстанут от положения, задаваемого синхронизирующим кольцом, на $\Delta y = \frac{\Delta H h}{H_{nom} \cdot K_{y-h}} = \frac{12}{200 \cdot 4} = 0,015 = 1,5\%$, а затем отработают накопившееся рассогласование с несколько большей скоростью, чем задаваемая синхронизирующим кольцом, в соответствии с описанием [10].

Это предположение было проверено на математической модели, в состав которой входили:

- задатчик – промежуточный сервомотор (ПСМ), траектория движения которого совпадала с аналогичной рис.3.32 из [3];
- индивидуальный привод (ИСМ), ограничение скорости движения которого позволяло двигаться ему на 30% быстрее ПСМ (10);

- математическая нелинейная модель трубопровода с изменяющимся в соответствии с расходной характеристикой колеса СШ ГЭС коэффициентом K_{h-q} .

Поскольку в [3] указывается, что ударное давление в трубопроводе полученное ЛМЗ при расчетах процесса сброс на 15% ниже, чем в натурном эксперименте, то в математической модели было принято несколько большая величина ударной характеристики, чем значение, рассчитанное по данным завода: 4,2 вместо 3,4. Кроме того, был выполнен расчет, при котором ударное давление рассчитывалось по формуле «жесткого» удара [9] с $T_w = 1,243c$.

В процессе закрытия индивидуальных сервомоторов имитировалась их остановка при непрерывном движении промежуточного сервомотора. Остановки движения индивидуальных сервомоторов осуществлялись в соответствии с приведенной ниже таблицей.

Остановка № п/п	Момент остановки ИСМ	Момент возобновления движения ИСМ	Длительность остановки ИСМ
1	6,5 с	6,6с	0,1с
2	6,9 с	7,1 с	0,2с
3	7,45 с	7,75 с.	0,3с
4	8,5с	8,6 с	0,1с

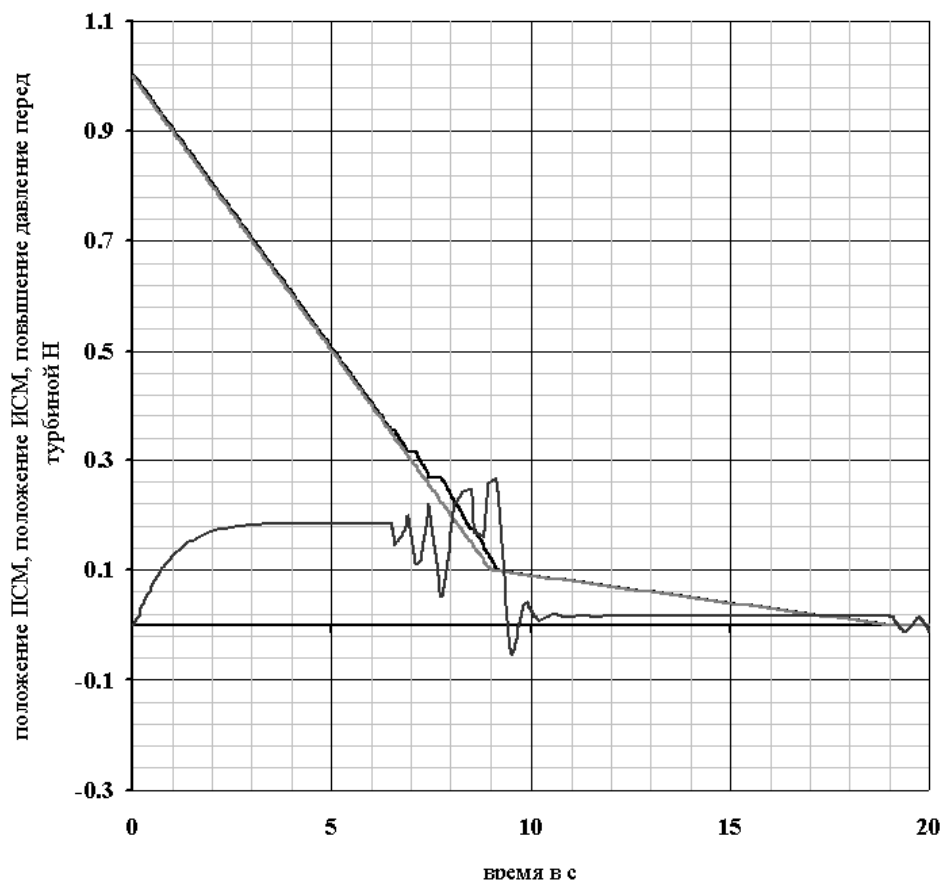


Рис. 3.5а. Переходный процесс закрытия направляющего аппарата турбины с задержками индивидуального привода лопаток (расчет по формуле гибкого гидравлического удара).

Результаты расчета переходных процессов представлены на рис.3.5а – для описания процесса повышения давления волновым уравнением и на рис.3.5б для описания процесса повышения давления уравнением «жесткого» удара.

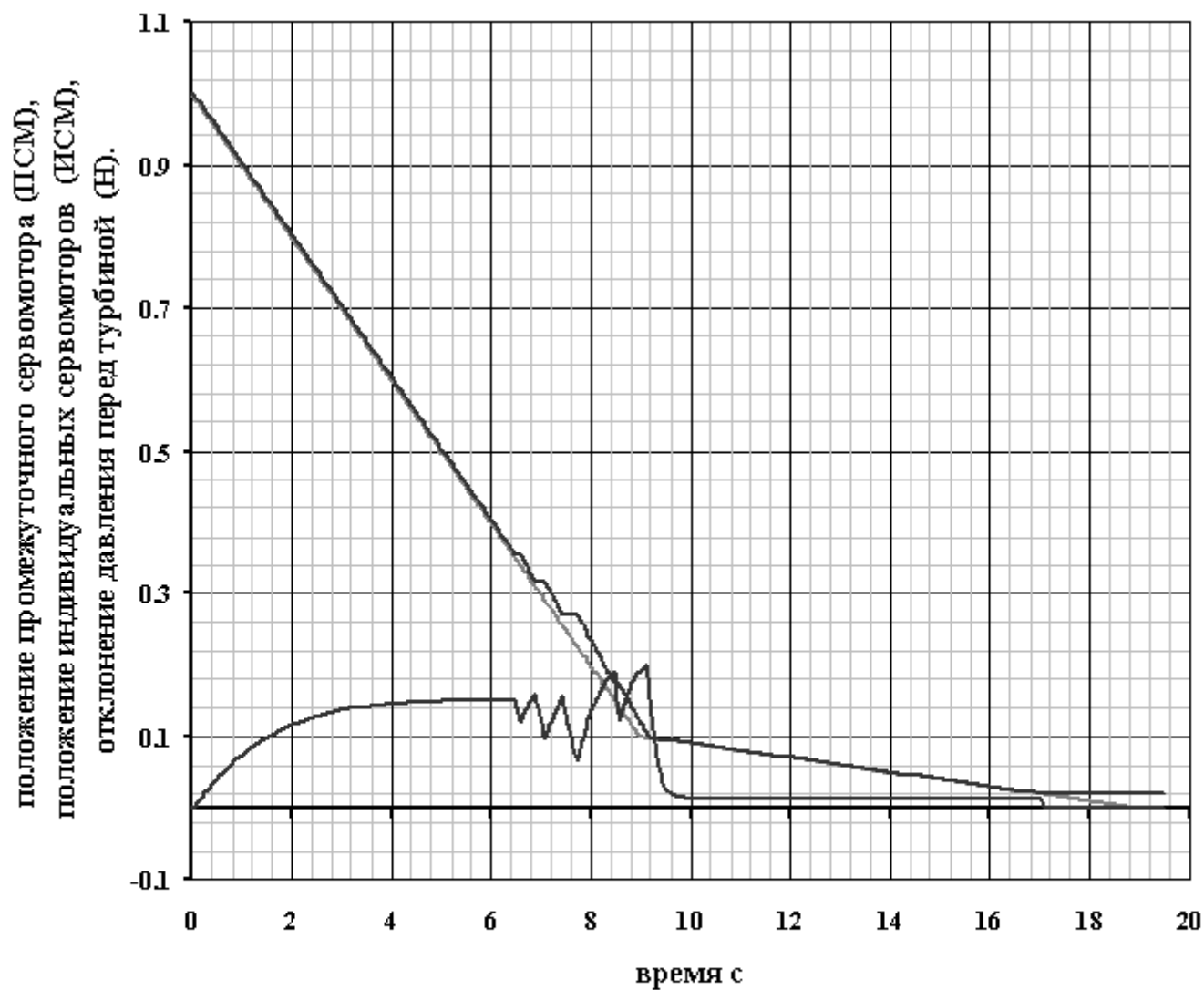


Рис.3.5б. Переходный процесс закрытия направляющего аппарата с задержками индивидуального привода лопаток (расчет по формуле жесткого гидравлического удара)

На рис.3.5а. кусочно линейная функция серого цвета – движение промежуточного сервомотора ПСМ на закрытие со скоростью 10% в секунду до открытия в 10 %. Последние 10% хода промежуточный сервомотор проходит за 10 с. Его траектория движения полностью повторяет закон закрытия, применяемый на СШ ГЭС при сбросе нагрузки. Конечно, расходная функция q_0 при реальном закрытии будет несколько отличаться от реализуемой в расчете, так не учитывается ее слабая нелинейная зависимость от положения ПСМ и от частоты вращения. На реальной осциллограмме сброса видно, что при высоком ударном давлении начинаются всплески давления перед турбиной. При расчете была сделана попытка подобрать времена задержки индивидуального привода, таким образом, чтобы переходный процесс по давлению в расчетной модели и в натуре были похожи. Задержки имитируют наложение периодического треугольного колебательного сигнала на линейно изменяющийся.

Разница между переходными процессами при расчете повышения давления по формулам гибкого и жесткого гидравлического ударов все же есть. Хотя для устойчивости системы регулирования она будет незначительна, учитывая неминуемо-фазовые зависимости момента от движения регулирующего органа в зоне относительно высоких для систем управления гидротурбинами частот.

К сожалению, в натурном эксперименте не записывалось движение индивидуальных сервомоторов. Однако, если внимательно отнестись к результату расчета, то видно что сначала при остановке ИСМ происходит падение давления, затем возобновляется движение. Затем давление снова растет и ИСМ останавливается и т.д. Т.е. при повышенном напоре на ГЭС просматривается логическая связь между давлением в трубопроводе и устойчивостью работы индивидуального привода лопаток направляющего аппарата. Принципиально несложно построить контур, в котором возможно возникновение автоколебаний. В него будет входить уравнение гидравлического удара и уравнение движения привода. Обратная связь в этом контуре, судя по осциллограмме сброса, отрицательная: повышение давления в напорном водоводе ведет к приостановке движения индивидуальных сервомоторов на закрытие. Функцию связи между этими динамическими звеньями можно установить, выполнив анализ кинематики механических связей между ПСМ и ИПМ и возможное ее изменение при перемене знака сопротивления движению индивидуального привода и деформациях синхронизирующего кольца. Самым простым случаем, требующим анализа, может быть просто недостаточный запас устойчивости в следящих гидромеханических системах индивидуального привода лопаток направляющего аппарата. На стр.стр.222,223 в [3] приводятся некоторые сведения о реконструкции индивидуального привода. На агрегате №1 была увеличена жесткость кинематической синхронизирующей передачи, увеличен диаметр подводящего масло коллектора для уменьшения влияния присоединенных к сервомоторам масс рабочей жидкости и разделены трубопроводы подвода масла к побудительным и главным золотникам. Весьма вероятно, что при износе кинематической передачи и повышенных напорах, потеря устойчивости привода

индивидуальных сервомоторов могла быть причиной возникновения низкочастотных пульсаций. Следует отметить, что частота пульсаций (1,4 Гц) очень близка к частоте среза исполнительной системы, имеющей эквивалентную постоянную времени $0,1 \div 0,15$ с. Величина этой постоянной времени диктуется соображением обеспечить суммарное быстродействие системы ПСМ+ИСМ порядка $0,25 \div 0,3$ с, рекомендуемое международными стандартами. По-видимому, при испытаниях агрегата №10, описанных в [3], появились автоколебания в системе индивидуального привода лопаток. Однако в тот момент в испытаниях не принимал участия специалист по приводу. Статья [1] – это попытка гидравликов объяснить возникновение жестких пульсаций давления в водоводе на высоких нагрузках и при высоких давлениях.

В заключение приведем пример зарубежной реализации систем с индивидуальными приводами лопаток. Очевидна конструктивная простота и лаконичность решения: без «леса» рычагов с прецизионной механикой, которая требует исключительно высокой подготовки, как инженеров разработчиков, так и наладчиков, да ещё капризна в эксплуатации. На рис.3.6. представлена рекламируемая французской фирмой ALSTOM система управления индивидуальными сервомоторами лопаток направляющего аппарата (Governing Systems.Power, www.alstom.com).

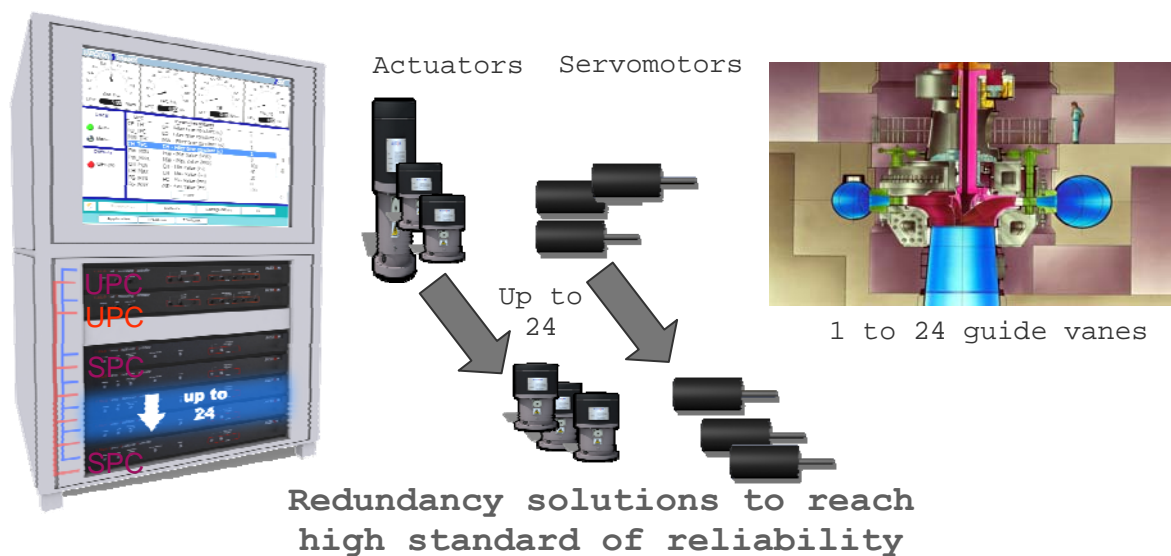


Рис.3.6. Индивидуальное управление лопатками ALSTOM.

Выводы

1. В публикации [1] при постановке задачи исследования допущены неточности в математическом описании объекта исследования. Эти неточности не позволяют считать выполненные авторами исследования результативными, а сделанные на их основе выводы корректными. В частности, авторы путают зависимость напора нетто от расхода (напор минус потери в водоводах) с расходной статической характеристикой турбины. При описании стыковки напорной части водовода и отсасывающей трубы авторы вводят в рассмотрение градиент давления на турбоагрегате, хотя передача возмущения от напорной части водовода в отсасывающую трубу и обратно происходит посредством изменения общего для обеих частей расхода за счет изменения малых отклонений перепада на турбине от номинального значения.

2. Математическая модель трубопровода агрегата Саяно-Шушенской ГЭС при описании процесса гидравлического удара в нем одномерным волновым уравнением ничем не отличается от моделей трубопроводов для других радиально-осевых турбин. Устойчивость трубопровода как звена входящего в математическое описание турбины как объекта управления сохраняется во всех режимах работы агрегата. В трубопроводе при постоянном открытии направляющего аппарата и отсутствии возмущений не могут наблюдаться явления самораскачивания.

3. При потере устойчивости трубопроводом динамическая зависимость движущего момента турбины от положения направляющего аппарата описывается передаточной функцией, имеющей нули и полюсы в правой полуплоскости. Таким образом, законы стабилизации частоты и управления мощностью гидравлических турбин, используемые в настоящее время для радиально-осевых турбин с простыми водоводами требуют пересмотра и введения в законы величины давления в трубопроводе для обеспечения устойчивости его. Практика управления такими агрегатами с короткими водоводами не подтверждает появления проблемы неустойчивости водоводов.

4. Анализ приведенных в [3] результатов натурных исследований и сравнение их с полученными соотношениями между амплитудами пульсаций давления на входе потока в турбину и на выходе из нее позволяют идентифицировать источники возмущения, приводящие к особо опасным низкочастотным пульсациям большой амплитуды.

5. Использование отношения амплитуд колебания давлений перед и за турбиной, анализ сдвига фаз между ними и особенность пропускания гармоник близких к резонансным частотам напорным трубопроводом в области низких частот в качестве индикаторов поиска причины возникновения пульсаций позволило установить:

- - низкочастотная пульсация в зоне II (средняя мощность) запрещенных режимов работы порождается возмущениями давления в вихревом шнуре, возникающем в отсасывающей трубе;

- - пульсация при высоких напорах в зоне IV (большие мощности) вызваны изменениями расхода.

6. Пульсация давления в зоне высоких мощностей (зона IV) при высоких напорах по всей вероятности обусловлена групповым автоколебательным движением в контуре: трубопровод – деформация узлов агрегата – индивидуальные следящие системы привода лопаток направляющего аппарата - трубопровод.

7. Эти автоколебания возникают не только при повышенных напорах и большой мощности, но и при значительных динамических повышениях давления при сбросе, что подтверждено имитацией приостановки индивидуального привода при сбросе в процессе закрытия направляющего аппарата.

8. По мере износа механизма управления лопатками направляющего аппарата зона автоколебаний может расширяться как в область низких нагрузок, так и в область более низких напоров.

9. Причиной усталостного разрушения шпилек крышки турбины агрегата №2 могли быть малоцикловые повышенные напряжения, являющиеся следствием низкочастотных пульсаций давления перед и за турбиной. Эти пульсации давления вызывались ненаблюдаемыми системой мониторинга автоколебаниями индивидуального привода лопаток направляющего аппарата.

10. Для контроля за поведением индивидуального привода лопаток на восстанавливаемых агрегатах должна быть установлена система мониторинга, в состав которой должны быть включены также быстродействующие каналы измерения пульсаций давления за и перед турбиной.

11. Целесообразно выполнить реконструкцию исполнительных механизмов лопаток с заменой гидромеханического привода на более простой и устойчивый к вибрациям и механическим деформациям электрогидравлический по примеру зарубежных поставщиков энергетического оборудования.

Литература.

1. Арм В.Х., Окулов В.Л., Пылев И.М. Неустойчивость напорных систем гидроэнергоблоков. Известия АН, серия «Энергетика», №3, 1996 г., стр.122-131.
2. В.А.Пивоваров. Проектирование и расчет систем регулирования гидротурбин. Ленинград, «Машиностроение», 1973 г.
3. В.И. Брызгалов. Из опыта создания и освоения Красноярской и Саяно-Шушенской гидроэлектростанций.
60018_bryzgalov_v_i_iz_opyta_sozdaniya_i_osvoeniya_krasnoyarskoj_i.pdf
4. Ю.И. Лобановский. Технические причины катастрофы на Саяно-Шушенской ГЭС (итоги расследования). <http://synerjetics.ru/article/catastrophe.htm>
5. О.И. Башнин. Некоторые вопросы моделирования процесса гидроудара в простом трубопроводе.- В кн.: системы управления и контроля, Л., «Наука», Л.о., 1968 г.
6. О.И.Башнин. Исследование процесса упругого гидравлического удара в водоводах ГЭС. В сб.: Автоматическое управление энергетическими агрегатами, ВНИИЭлектромаш, Л., 1980 г.
7. М.А.Лаврентьев., Б.В.Шабат. Методы теории функций комплексного переменного. Из-во «Наука», М., 1965 г.
8. Г.Дёч. Руководство к практическому применению преобразования Лапласа. Из-во «Наука», гл. ред. Ф.-м. лит., Москва, 1965 г.
9. Я.Н.Ройтенберг. Автоматическое управление. Из-во «Наука», гл. ред. ф.-м. лит., М., 1971 г.
10. Б.Е.Сафаров. Расчеты режимов регулирования гидроагрегатов на ЦВМ. «Энергия», М., 1967 г.
11. Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций. Справочное пособие, том 1. Под редакцией Ю.С.Васильева и Д.С.Щавелева. Москва, Энергоатомиздат, 1988 г.
12. А.Е.Жмудь. Гидравлический удар в гидротурбинных установках. ГЭИ, Москва, 1953 г.
13. Г.И.Кривченко. Гидромеханические переходные процессы в гидроэнергетических установках. 1975 г.