

Управление мощностью гидравлической турбины



Башнин О. И.
д. т. н., главный специалист
по ГЭС НПФ «РАКУРС»

Аннотация: В статье (часть I) в качестве исходной рассматривается задача управления механической мощностью радиально-осевой турбины. Радиально-осевая турбина имеет один регулирующий орган, гидравлический удар в ее водоводах, как правило, может быть описан уравнением жесткого удара, что позволяет использовать описание неизменяемой части системы дифференциальными уравнениями второго порядка и довести решение задачи для режима малых отклонений до аналитических выражений. Задачи оптимального демпфирования положительно определенных квадратичных форм в линейной постановке имеют в качестве переключающей линии — прямую. Структуры, получающиеся при решении этих задач, являются исходным материалом для широко применяемых в практике управления линейных систем регулирования мощности.

Ключевые слова: гидротурбина, напорный трубопровод, оптимальное по быстродействию управление, регулярный синтез, переключающая прямая, скользящий режим.

Abstract: The article consider Francis turbine power output control problem for start. Francis turbine got one system input (guide vanes) and water hammer characterized with law of momentum conservation of inelastic liquid, therefore it allowed to describe system with second order differential equations. So, it is possible to solve the problem for small increments mode into analytical expressions. Linear control with optimal damping for positive defined quadratic forms problem have switching straight line as solution. The structures resulting from the solution of these problems are the starting material for widely used in the practice linear systems of power output control.

Key words: hydraulic turbine, penstock, time optimal control, regular synthesis, switching line (bang-bang solution), sliding mode control.

Гидравлические турбины, приводящие в действие электрические генераторы, являются важнейшей маневренной составляющей общей мощности любой энергосистемы. Только гидрогенераторы могут быть пущены в течение одной — двух минут и набрать мощность в сотни МВт за время менее минуты. Все ГЭС, мощность которых превышает 100 МВт, по современным воззрениям должны быть связаны каналами телемеханики с устройствами управления режимом энергосистемы для поддержания баланса выработки/потребления энергии, а также стабилизации и ограничения перетоков в контролируемых сечениях системы для сохранения ее целостности. Качественная автоматизация этих процессов невозможна без оперирования стандартными сигналами задания нагрузки станции в МВт и формирования статических характеристик в режиме нормированного первичного регулирования частоты не в единицах «величина открытия регулирующих органов на герц отклонения частоты», а в «мегаваттах на герц».

Для решения этой задачи в состав агрегатной САУ (система автоматического управления) вводятся регуляторы мощности, в качестве главной обратной связи в которых используется сигнал электрической активной мощности генератора. В первой части статьи рассматривается начальная проблема выбора основной структуры реализации обратной связи по мощности. Во второй части приводятся некоторые, получившие широкое распространение технические решения.

Синтез регуляторов мощности гидротурбин по критериям оптимального демпфирования

Постановка задачи.

Цель этого раздела заключается в формализации задачи и приведении ее к виду, общепринятому в теории регулирования. В качестве примера рассматривается задача минимального по времени отработки задания мощ-

ности при ограничении скорости переключки регулирующего органа и описании движения объекта управления линейной системой уравнений.

Рассмотрим задачу управления механической мощностью гидравлической турбины с одним регулирующим органом (радиально-осевой), предполагая, что все параметры режима турбины, в том числе и механический момент, могут быть определены с требуемой точностью. В начальной постановке будем считать, что зависимость между механической мощностью турбины и электрической активной мощностью генератора — пропорциональная.

Относительные расход, момент и мощность гидравлической турбины

Главным результатом испытаний моделей колес гидравлических турбин в лаборатории является универсальная характеристика, позволяющая с гарантированной точностью определить статические зависимости расхода воды, вращающего момента и мощности турбины от величины открытия направляющего аппарата, угла разворота лопастей (для поворотно-лопастной турбины), а также от напора нетто и частоты вращения. Эти характеристики представляются, как правило, в виде графиков зависимостей приведенного расхода от приведенного числа оборотов при фиксированном положении регулирующих органов [1].

В практике исследования систем автоматического регулирования вместо одной универсальной используются две: расходная и моментная. Это позволяет избежать сложностей, связанных с применением в математических моделях неоднозначной зависимости к.п.д. агрегата от переменных состояния и параметров режима. Представления характеристик гидравлических турбин в упомянутой форме можно найти в публикациях Г. И. Кривченко, В. А. Пивоварова и др. [2–4].

Пусть рассматривается турбина, универсальная характеристика которой известна, заданы параметры: напор — H_n , число оборотов — n_n , расход — Q_n , момент — M_n , а также положения регулирующих органов Y_1 (направляющего аппарата) и Y_2 (угла разворота лопастей рабочего колеса), соответствующие расчетному (номинальному) режиму работы.

Известны также максимальные величины перемещения сервомоторов направляющего аппарата ($Y_1^{\max} - Y_1^{\min}$) и рабочего колеса ($Y_2^{\max} - Y_2^{\min}$). На универсальной характеристике модели колеса номинальному режиму соответствует точка: $(n'_n; Q'_n; \eta_{mn})$. Для этой режимной точки, а также для любой другой с параметрами: $(n'_i; Q'_i; \eta_m)$, будут верны следующие формулы, связывающие физические величины режима турбины с приведенными параметрами универсальной характеристики:

$$\begin{aligned} n'_{in} &= \vartheta \cdot n_n \cdot \frac{D}{\sqrt{H_n}}; & Q'_{in} &= \xi \cdot Q_n \cdot \frac{1}{D^2 \cdot \sqrt{H_n}}; \\ M'_{in} &= \frac{Q'_{in}}{n'_{in}} \cdot \eta_{mn} = \zeta \cdot \frac{Q_n \cdot H_n}{n_n} \cdot \eta_{Tn} \cdot \frac{1}{D^3 \cdot H_n} = M_{Tn} \cdot \frac{1}{D^3 \cdot H_n} \\ n'_i &= \vartheta \cdot n \cdot \frac{D}{\sqrt{H}}; & Q'_i &= \xi \cdot Q \cdot \frac{1}{D^2 \cdot \sqrt{H}}; \\ M'_i &= \frac{Q'_i}{n'_i} \cdot \eta_m = \zeta \cdot \frac{Q \cdot H}{n} \cdot \eta_T \cdot \frac{1}{D^3 \cdot H} = M_T \cdot \frac{1}{D^3 \cdot H} \end{aligned} \quad (1)$$

где:

■ $\eta_{mn}, \eta_m, \eta_{Tn}, \eta_T$ — величины к.п.д. модели колеса турбины в номинальном режиме, модели колеса в рассматриваемом режиме, а также натурального колеса в тех же режимах;

■ ϑ, ξ, ζ — поправки, вводимые в расчет для компенсации погрешностей, возникающих из-за невозможности точного выполнения всех критериев как гидродинамического, так и геометрического подобия в процессе модельных исследований [1].

Мультипликативность введения поправок и слабая зависимость их величины от режима работы машины обеспечивают хорошее совпадение статических расходных и моментных характеристик модели и натурального агрегата в относительных приведенных параметрах режима и в относительных абсолютных параметрах.

Ниже приведены используемые в дальнейшем обозначения абсолютных относительных единиц и приведенных относительных единиц, а также формулы связи между ними. За условную единицу приняты значения переменных состояния и величины расхода и момента, соответствующие номинальному расчетному режиму.

Относительное отклонение частоты вращения ротора агрегата от номинальной: $x = \frac{n - n_n}{n_n} = \frac{f - f_n}{f_n} = \frac{\omega - \omega_n}{\omega_n}$;

Относительная частота вращения:

$$1 + x = \frac{n_n + (n - n_n)}{n_n} = \frac{f_n + (f - f_n)}{f_n} = \frac{\omega_n + (\omega - \omega_n)}{\omega_n}.$$

Относительное отклонение напора от номинального значения:

$$h = \frac{H - H_n}{H_n};$$

Относительный напор:

$$1 + h = \frac{H}{H_n} = \frac{H_n + (H - H_n)}{H_n}.$$

Относительный расход воды через турбину:

$$q = \frac{Q}{Q_n}.$$

Относительные мощность и движущий момент, развиваемые турбиной:

$$p = \frac{P}{P_n} = \frac{\eta_m}{\eta_{mn}} \cdot q \cdot (1 + h) \quad \text{и} \quad m = \frac{M}{M_n}, \quad \text{соответственно.}$$

Формулы связи между абсолютными относительными единицами и относительными приведенными даются выражениями:

для относительной приведенной частоты вращения:

$$1 + x'_1 = \frac{n'_1}{n'_n} = \frac{n}{n_n} \cdot \frac{\sqrt{H_n}}{\sqrt{H}} = \frac{1+x}{\sqrt{1+h}}$$

для относительного приведенного расхода:

$$q'_1 = \frac{Q'_1}{Q'_n} = \frac{Q}{Q_n} \cdot \frac{\sqrt{H_n}}{\sqrt{H}} = \frac{q}{\sqrt{1+h}}$$

для относительных приведенных мощности и момента, развиваемых турбиной:

$$p'_1 = \frac{P}{P_n} = \frac{Q'_1}{Q'_n} \cdot \frac{\eta_m}{\eta_{mn}} = \frac{q}{\sqrt{1+h}} \cdot \frac{\eta_m}{\eta_{mn}} = \frac{P}{(1+h) \cdot \sqrt{1+h}}$$

$$m'_1 = \frac{Q'_1 \cdot \eta_m}{n'_1 \cdot Q'_n \cdot \eta_{mn}} = \frac{M}{M_n} \cdot \frac{H_n}{H} = \frac{m}{1+h}$$

Таким образом, по универсальной характеристике колеса радиально-осевой или поворотной-лопастной (имеется в виду несколько характеристик для постоянных углов разворота лопастей рабочего колеса) турбины нетрудно, зная рабочую точку в номинальном режиме, после введения величин относительных положений регулирующих органов:

$$y_1 = \frac{Y_1 - Y_1^{\min}}{Y_1^{\max} - Y_1^{\min}} \text{ и } y_2 = \frac{Y_2 - Y_2^{\min}}{Y_2^{\max} - Y_2^{\min}}$$

получить параметризованные величинами открытия y_1 (и угла разворота лопастей y_2) статические зависимости относительных приведенных и абсолютных расхода, мощности и момента от отклонений частоты вращения и напора от номинальных значений:

$$q'_1 = q'_1\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \mid y_1, y_2\right) \text{ и } q = \sqrt{1+h} \cdot q'_1\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \mid y_1, y_2\right),$$

$$p'_1 = p'_1\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \mid y_1, y_2\right) \dots \text{ и } p = (1+h) \cdot \sqrt{1+h} \cdot p'_1\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \mid y_1, y_2\right),$$

$$m'_1 = m'_1\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \mid y_1, y_2\right) \text{ и } m = (1+h) \cdot m'_1\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \mid y_1, y_2\right) \text{ и}$$

построенные по точкам универсальной характеристики параметрические семейства графиков могут быть аппроксимированы сплайнами второго или третьего порядка.

Если речь идет о радиально-осевой турбине, то ее расходная и моментная характеристики будут задаваться всего двумя семействами зависимостей, при этом индекс при переменной «положение регулирующего органа будет опускаться»:

$$\text{для расхода} - q'_1 = q'_1\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \mid y\right) \text{ и } q = \sqrt{1+h} \cdot q'_1\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \mid y\right);$$

$$\text{для мощности} - p'_1 = p'_1\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \mid y\right) \text{ и } p = (1+h) \cdot \sqrt{1+h} \cdot p'_1\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \mid y\right);$$

$$\text{для момента} - m'_1 = m'_1\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \mid y\right) \text{ и } m = (1+h) \cdot m'_1\left(\frac{1+x}{\sqrt{1+h}} \mid y\right).$$

Приведенные выше зависимости не имеют аналитического выражения. При численном решении уравнений движения для описания их используется тот или иной вид аппроксимации. Динамика управления мощностью турбины зависит не только от изменения статических значений расхода и мощности, естественным образом связанных с положением регулирующих органов, но и от процесса аккумуляции энергии движущимися в водоводах и в проточной части турбины массами воды.

Разгон и торможение потока воды в соответствии с законом сохранения количества движения сопровождается динамическими отклонениями давления перед и за турбиной, что приводит к кратковременному отклонению расхода и мощности от значений, соответствующих статическому режиму при текущем положении регулирующих органов. Вторая составляющая динамического отклонения мощности от ее статического значения обусловлена ускорением потока вдоль линий тока в межлопаточном канале рабочего колеса.

Как первая, так и вторая динамические составляющие мощности (момента) порождаются одним и тем же фактором: ускорением потока, вызванным перемещением регулирующего органа. Таким образом, для динамического момента радиально-осевой турбины может быть использована следующая зависимость:

$$m_T = (1 + h_0 + \delta h) \cdot m'_1\left(\frac{1+x}{1+h_0+\delta h} \mid y_1\right) + \delta m_T \left(\frac{dq}{dt}\right). \quad (2)$$

Соответственно для мощности турбины можно записать:

$$p_T = [(1 + h_0 + \delta h) \cdot m'_1\left(\frac{1+x}{1+h_0+\delta h} \mid y_1\right) + \delta m_T \left(\frac{dq}{dt}\right)] \cdot (1+x).$$

В дальнейшем индекс « r » в обозначении мощности будет опускаться; если речь пойдет об активной электрической мощности генератора, то будет использоваться индекс « c ». Заметим, что при отклонениях частоты вращения x , являющихся величинами второго порядка малости по отношению к отклонениям остальных переменных состояния, а именно о таких процессах идет речь в случае работы машины на мощную энергосистему, можно говорить о тождественности отклонений, относительных момента и мощности турбины.

Кроме того, необходимо отметить, что динамическое отклонение давления δh и ускорение потока $\frac{dq}{dt}$ связаны с

одним и тем же процессом: гидравлическим ударом, вызванным движением регулирующих органов. Описанию этого процесса посвящено большое количество публикаций. Классическое уравнение процесса гидравлического удара в предположении несжимаемости воды и абсолютной жесткости стенок водовода [5] связывает скорость изменения кинетической энергии движущихся масс воды с изменением перепада давлений на турбине:

$$\delta h = -T_{w0} \cdot \frac{d(\delta q)}{dt}, \quad (3)$$

где:

$\delta h = \frac{\Delta H}{H_n}$ — относительное динамическое отклонение напора от установившегося значения в положении равновесия,

где $\Delta H = H - H_0$, вызванное движением регулирующих органов динамическое отклонение перепада давлений (напора) от напора H_0 установившегося режима, H_n — значение напора, принятое за условную единицу (обычно номинальное);

$\delta q = q - q_0$ ($q = \frac{Q}{Q_n}$; $q_0 = \frac{Q_0}{Q_n}$) — относительное отклонение текущего расхода от расхода Q_0 , соответствующего

установившимся величинам статических мощности P_0 и действующего напора H_0 , Q — текущее значение расхода, Q_n — величина расхода, соответствующая номинальной мощности при номинальном напоре (обычно расчетная мощность турбины);

$$T_{w0} = \frac{Q_n}{\gamma \cdot H_n} \sum_i \frac{L_i}{F_i} \text{ — время разгона воды в водоводе в секундах;}$$

Q_a — номинальный расход в $кг/с$, γ — удельный вес воды в $ньютон/м^3$, H_a — напор номинальный в $м$, L_i — длина i -того участка в $м$, F_i — площадь i -того участка в $м^2$.

Уравнение (3) позволяет заменить в (2) $\frac{d(\delta q)}{dt} = \frac{dq}{dt}$ величиной $(-T_{w0} \cdot \delta h)$.

Функция, аппроксимирующая расходную характеристику, должна иметь непрерывную первую производную по всем аргументам, чтобы получить при решении непрерывность изменения ударного давления.

Синтез регулятора по критерию максимального быстродействия

Для аналитического исследования динамики систем управления мощностью турбины приходится использовать линейные приближения моментной и расходной характеристик в окрестности ожидаемого установившегося режима. При высказанных предположениях линеаризованные уравнения изменения механической мощности турбины при малых отклонениях переменных состояния от ожидаемого положения равновесия имеют вид:

$$\begin{cases} \delta p = K_{py} \cdot \delta y + K_{ph} \cdot \delta h \\ \delta h = -T_{w0} \cdot \frac{d(\delta q)}{dt} \\ \frac{d(\delta q)}{dt} = K_{qy} \cdot \frac{d(\delta y)}{dt} + K_{qh} \cdot \frac{d(\delta h)}{dt} \\ \frac{d(\delta y)}{dt} = \frac{1}{T_Y} \cdot u \end{cases} \quad (4)$$

Здесь $\delta p = p - p_0 = \frac{P - P_0}{P_n}$ — относительное отклонение мощности от величины задания ее P_0 , где: P — текущее значение мощности, P_n — значение мощности, принятое за условную единицу (обычно максимальная мощность турбины);

$\delta y = \frac{Y - Y_0}{Y_{\max} - Y_{\min}}$ — относительное отклонение положения сервомотора регулирующего органа от положения равновесия, здесь Y — текущее значение координаты «положение сервомотора регулирующего органа», отсчитываемое от условного нулевого «положения» Y_0 , ($y_0 = \frac{Y_0 - Y_{\min}}{Y_{\max} - Y_{\min}}$) — ожидаемое значение координаты «положение сервомотора регулирующего органа» в положении равновесия системы, Y_{\max} и Y_{\min} — максимальное и минимальное значения координаты «положение сервомотора регулирующего органа»;

u — относительное отклонение главного золотника от среднего положения.

$K_{py} = \left. \frac{\partial m}{\partial y} \right|_{\substack{x=0 \\ y=y_0 \\ h=h_0}}$ — коэффициент наклона статической зависимости мощности от перемещения сервомотора регулирующего органа в рассматриваемой точке равновесия при постоянном напоре;

$K_{ph} = \left. \frac{\partial m}{\partial h} \right|_{\substack{x=0 \\ y=y_0 \\ h=h_0}} - \frac{d(\delta m_T)}{T_{W0} \cdot d\left(\frac{dq}{dt}\right)}$ — коэффициент наклона статической зависимости мощности от напора при зафиксированном в положении равновесия сервомоторе, сложенный с коэффициентом влияния ускорения потока в рабочем колесе на величину момента (это следует из зависимостей (2) и (3));

$K_{qy} = \left. \frac{\partial q}{\partial y} \right|_{\substack{x=0 \\ y=y_0 \\ h=h_0}}$ — коэффициент наклона статической зависимости расхода от перемещения сервомотора в рассматриваемой точке равновесия при постоянном напоре;

$K_{qh} = \left. \frac{\partial q}{\partial h} \right|_{\substack{x=0 \\ y=y_0 \\ h=h_0}}$ — коэффициент наклона статической зависимости расхода от отклонения давления в рассматриваемой точке равновесия при постоянном открытии.

Соответствующая уравнениям структурная схема объекта управления приведена на рис. 1.

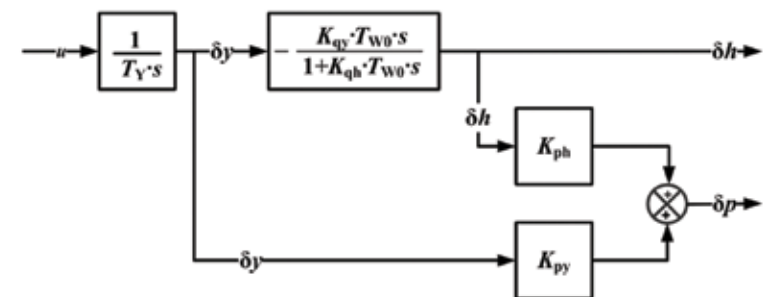


Рис. 1. Структурная схема объекта регулирования в соответствии с уравнениями (4)

Замечание: если $h_0 = 0$ и $dq = q(y_0 + \delta y) \cdot \sqrt{1 + \delta h} - q_0(y_0)$, то $K_{qh} = 0,5 \cdot q(y_0)$

Требуется найти управление $u = (\delta p, \delta h)$ и $|u| \leq 1$, обеспечивающее перевод изображающей состояние системы (4) точки (p, y, h) из некоторого произвольного положения в требуемое $(p_0, y_0, 0)$ за минимальное время.

Преобразуем систему (4), введя новую переменную

$$\delta p_{st} = \delta p - K_{ph} \cdot \delta h. \quad (5)$$

Тогда вместо (4) можно рассматривать систему:

$$\begin{cases} \frac{d(\delta p_{st})}{dt} = \frac{K_{py}}{T_Y} \cdot u \\ \frac{d(\delta h)}{dt} = -\frac{1}{K_{qh} \cdot T_{W0}} \cdot (\delta h) - \frac{K_{qy}}{K_{qh} \cdot T_Y} \cdot u \end{cases} \quad (6)$$

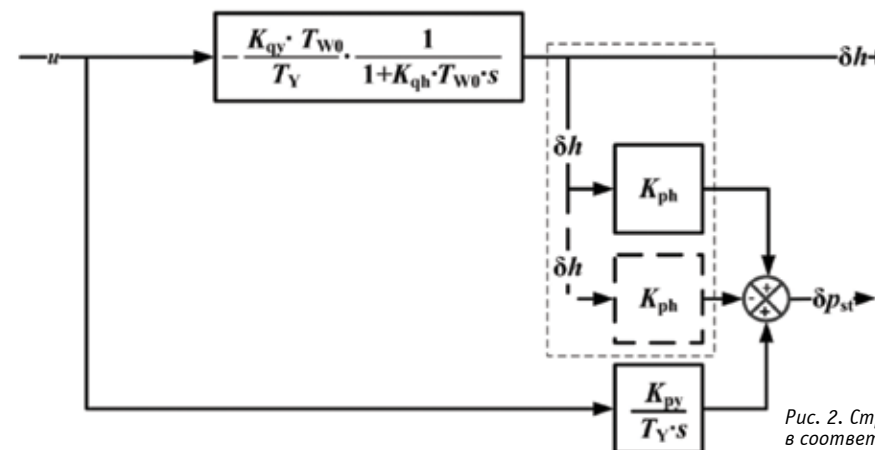


Рис. 2. Структурная схема объекта регулирования в соответствии с уравнениями (6)

которой соответствует структурная схема рис. 2, отличающаяся от системы (4) диагональной матрицей собственных чисел: $s_1 = 0$ и $s_2 = -\frac{1}{K_{qh} \cdot T_{W0}}$.

$$s_1 = 0 \text{ и } s_2 = -\frac{1}{K_{qh} \cdot T_{W0}}$$

Цели управления в системе (4) и (6) достигаются одновременно, так как при $u = 0$ и $\delta h = 0$ будет выполняться $\delta p_{st} = \delta p$. Коэффициенты: $K_{qy} > 0$, $K_{py} > 0$, $K_{qh} > 0$ и $K_{ph} > 0$.

Поскольку регулятор мощности гидравлической турбины является в системе управления исполнительным элементом, все остальные режимные регуляторы автоматической системы регулирования частоты-мощности имеют более высокий статус в иерархии, то в качестве исходного прототипа для разработки алгоритма функционирования регулятора мощности разумно рассмотреть закон, порождаемый одним из критериев оптимального демпфирования. Вид системы (6) позволяет воспользоваться методом регулярного синтеза для построения и качественного анализа траекторий системы в фазовом пространстве $(\delta p_{st}, \delta h)$ для критерия максимального быстродействия.

Теория систем управления, удовлетворяющих критерию максимального быстродействия при ограничении максимального и минимального значений сигнала управления, говорит о том, что в процессе реализации этого закона управляющее воздействие принимает значения, принадлежащие множеству ограничений, а число переключений управления с одного ограничения на другое равно порядку системы. Воспользуемся процедурой регулярного синтеза В.Г. Болтянского [6].

Предварительно заметим, что описывающее процесс изменения давления перед турбиной при движении регулирующего органа уравнение системы в случае $u = const \neq 0$ имеет монотонно возрастающее (убывающее) решение, асимптотически стремящееся к пределу:

$$\delta h(\tau) \Big|_{\tau \rightarrow \infty} = -\frac{T_{W0} \cdot K_{qy}}{T_Y} \cdot u \rightarrow const. \quad (7)$$

Так как величина ударного давления ограничена прочностью водоводов, то скорость изменения открытия, определяемая величиной $\frac{1}{T_Y}$, должна быть выбрана таким образом, чтобы $|\delta h(t)| < h_{доп}$.

А значит, и скорость изменения δp_{st} будет ограничена величиной $\left(\frac{K_{py}}{T_Y}\right)$.

Выделим на плоскости состояний системы $(\delta p_{st}, \delta h)$ два множества точек, таких, что из одного из них управление $u = +1$, а из другого управление $u = -1$ переводят систему в точку равновесия $(0,0)$. Эти множества — полутраектории, образованные совокупностью начальных состояний, из которых система может быть переведена в равновесное положение. Найденные таким образом полутраектории, называемые линиями переключения, разбивают плоскость состояний на две части, из любой точки одной из них можно при управлении $u = +1$ попасть на полутраекторию $(-,0)$, ведущую в точку $(0,0)$ при $u = -1$, а из любой точки другой при управлении $u = -1$, можно попасть на полутраекторию $(+,0)$, приводящую в точку $(0,0)$ при управлении $u = +1$.

Уравнения полутраекторий в данном случае могут быть получены в достаточно простой форме. Причем для $u = +1$ координаты точек $\{\delta p_{st}(0), \delta h(0)\}$, образующих полутраекторию, должны удовлетворять условиям $\delta p_{st}(0) < 0$ и $\delta h(0) > 0$, а для $u = -1$ — $\delta p_{st}(0) > 0$ и $\delta h(0) < 0$, соответственно. Если точки $\{\delta p_{st}(0), \delta h(0)\}$ принадлежат одной из полутраекторий, то через некоторое время T^* будут выполняться условия достижения ею точки равновесия:

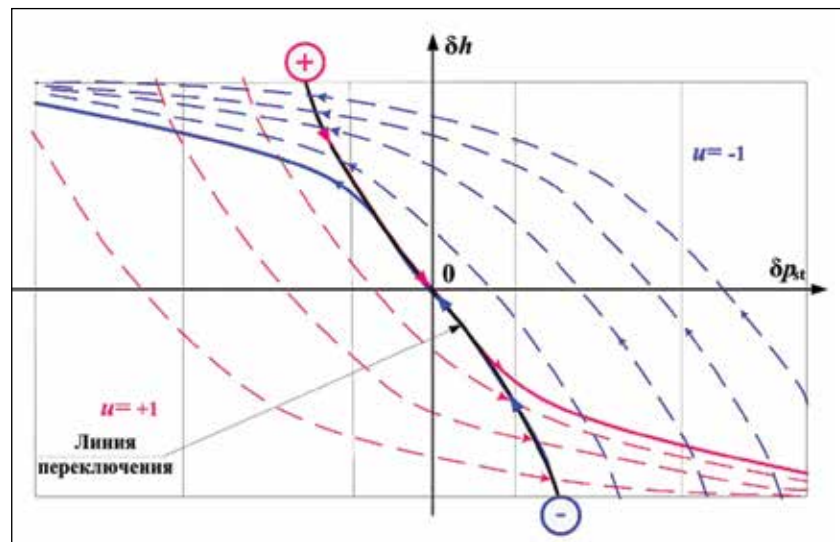


Рис. 3. Траектории оптимального управления на плоскости переменных состояния ($\delta p_{st}, \delta h$)

$$\begin{cases} \frac{T^*}{T_Y} \cdot u - \delta p_{st}(0) = 0 \\ \exp\left(-\frac{T^*}{T_{W0} \cdot K_{qh}}\right) \cdot \delta h(0) - \left(1 - \exp\left(-\frac{T^*}{T_{W0} \cdot K_{qh}}\right)\right) \cdot \frac{K_{qy} \cdot T_{W0}}{T_Y} \cdot u = 0 \end{cases} \quad (8)$$

Определение знака управления осуществляется вычислением оценки справа или слева от (или над или под) полутраекторий(-ями) лежит изображающая состояние системы точка. При достижении точкой линии переключения (одной из полутраекторий) выбирается управление, соответствующее движению ее в точку равновесия. Фазовый портрет системы управления представлен на рис. 3.

Необходимо отметить, что детальное изучение оптимальных по быстродействию законов практически не актуально, так как реализовать их чрезвычайно сложно из-за нелинейных зависимостей расходной и мощностной характеристик турбины от открытия и действующего напора, а также изменяющейся примерно пропорционально величине открытия постоянной времени гидравлического удара.

Регулятор с прямой переключения управления

Рассмотрим поэтому линейные управления, задаваемые зависимостью:

$$u = -K_u \cdot (\delta p_{st} + \mu \cdot \delta h), \quad (9)$$

где μ — выбираемый параметр настройки, $K_u \rightarrow \infty$ и $|u| \leq 1$.

Исследуем сначала поведение системы, если в качестве линии переключения знака управления использовать прямую, касающуюся в начале координат линий переключения (8). Уравнение этой прямой имеет вид:

$$\delta p_{st} + \mu_0 \cdot \delta h = 0, \quad (10)$$

где обозначим

$$\mu_0 = \frac{K_{py} \cdot K_{qh}}{K_{qy}}$$

В соответствии с определением K_{py} и формулами (2), (3):

$$\delta p_{st} = \delta p - K_{ph} \cdot \delta h = K_{py} \cdot \delta y. \quad (11)$$

На рис. 4 представлена структурная схема контура управления в соответствии с формулами (10) и (11).

Передаточная функция звена, описывающего динамический процесс отклонения перепада давления на турбине от статического значения, в соответствии с (4) дается выражением:

$$W_{hy}(s) = \frac{H(s)}{Y(s)} = -\frac{K_{qy} \cdot T_{W0} \cdot s}{1 + K_{qh} \cdot T_{W0} \cdot s}. \quad (12)$$

Показатели устойчивости и качества переходных процессов управления мощностью турбины определяются динамическими свойствами контура, полученного путем трансформации схемы рис. 4 в соответствии с правилами преобразования структурных схем регуляторов. В результате преобразования получается схема, отражающая движение регулирующего органа при обработке задания мощности (рис.5). Она состоит из интегратора с передаточной функцией

$\frac{1}{T_Y \cdot s}$, охваченного двумя параллельными обратными связями: жесткой отрицательной с коэффициентом усиления K_{py} и гибкой с передаточной функцией (9) и интенсивностью $\mu = \beta \cdot \mu_0$, где $1 \geq \beta > -\infty$.

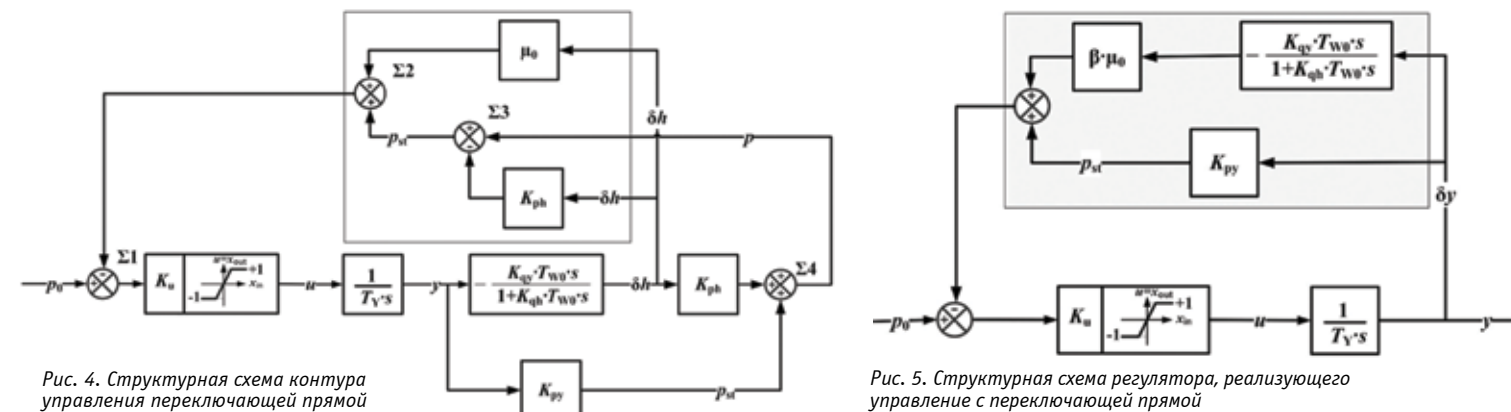


Рис. 4. Структурная схема контура управления переключающей прямой

Рис. 5. Структурная схема регулятора, реализующего управление с переключающей прямой

При этом передаточная функция суммы жесткой и гибкой обратных связей интегратора будет даваться выражением:

$$W_{FB}(s) = K_{py} \cdot \left[-1 + \frac{\beta \cdot K_{qh} \cdot T_{W0} \cdot s}{1 + K_{qh} \cdot T_{W0} \cdot s} \right] = -K_{py} \frac{1 + (1 - \beta) \cdot K_{qh} \cdot T_{W0} \cdot s}{1 + K_{qh} \cdot T_{W0} \cdot s}. \quad (13)$$

Структурное построение регулятора принимает вид, изображенный на рис. 6.

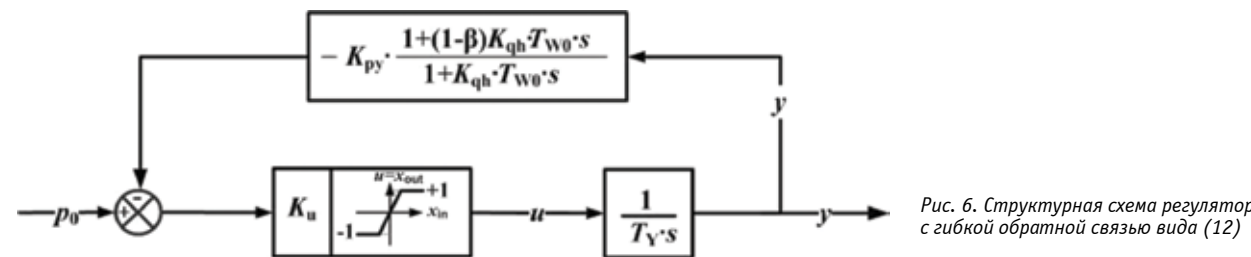


Рис. 6. Структурная схема регулятора с гибкой обратной связью вида (12)

Случай $\beta = 1$ позволяет судить об устойчивости системы оптимального управления в окрестности целевой точки — положении равновесия. Действительно, при рассмотрении оптимального управления величина $K_u \rightarrow \infty$, а это означает, что эквивалентная оптимальной в смысле устойчивости линейная система состоит из последовательной цепочки: элемента рассогласования с бесконечным коэффициентом усиления, аperiodического и интегрирующего звеньев, охваченных единичной отрицательной обратной связью. Такая линейная система с бесконечным усилением в разомкнутой цепи находится на границе устойчивости.

Интересным свойством обладает линейная система при $\beta = 0$. Эта система будет оптимальна в смысле демпфирования (максимальная скорость убывания в любой момент времени) функционала $S = (\delta y)^2$, соответствующего управлению мощностью путем изменения открытия с наибольшей скоростью и остановкой сервомотора в положении, при котором мощность примет требуемое значение после полного затухания динамического давления гидравлического удара.

Таким образом, значение $\beta = 0$ разделяет весь диапазон изменения β на два поддиапазона: для первого из них ($1 \geq \beta > 0$) в цепи отрицательной обратной связи интегратора будет включено звено с логарифмической амплитудной характеристикой синего цвета (рис. 7), а для второго ($0 > \beta > -\infty$) — красного цвета.

В качестве устройства, реализующего квазиоптимальный по быстродействию закон управления, был выбран регулятор оптимальный в смысле демпфирования некоторой, положительно определенной квадратичной формы переменных состояния.

Параметры линеаризованной неизменяемой части системы при нагрузке турбины 100% от $P_{ном}$: $q(y_0) = 1$, $K_{qh} = 0,5$ (в соответствии с замечанием), $K_{qy} = 1$, $K_{ph} = 1,5$, $K_{py} = 1,4$, $T_{W0} = 2c$, $K_u = 25$, $T_Y = 5c$ и $|u| \leq 1$.

То же при нагрузке 20% от $P_{ном}$: $q(y_0) = 0,35$, $K_{qh} = 0,1$ (в соответствии с замечанием), $K_{qy} = 1$, $K_{ph} = 0,3$, $K_{py} = 1,4$, $T_{W0} = 2c$, $K_u = 25$, $T_Y = 5c$ и $|u| \leq 1$.

Передаточная функция гидравлического удара в соответствии с замечанием №1: для 100%-ной нагрузки — $W_{hy}(s) = \frac{H(s)}{Y(s)} = -\frac{2 \cdot s}{1 + s}$, для 20%-ной нагрузки — $W_{hy}(s) = -\frac{2 \cdot s}{1 + 0,2 \cdot s}$. При принятой постоянной времени

водовода и времени перекладки регулирующего органа, ударное давление $\delta h_{st}(t)|_{t \rightarrow \infty} = -\frac{T_{W0} \cdot K_{qy}}{T_Y} \cdot u \leq 0,4$ от

номинального. Коэффициент $\mu_0 = \frac{K_{py} \cdot K_{qh}}{K_{qy}} = 0,7$ для 100%-ной нагрузки и $\mu_0 = 0,14$ для 20%-ной нагрузки.

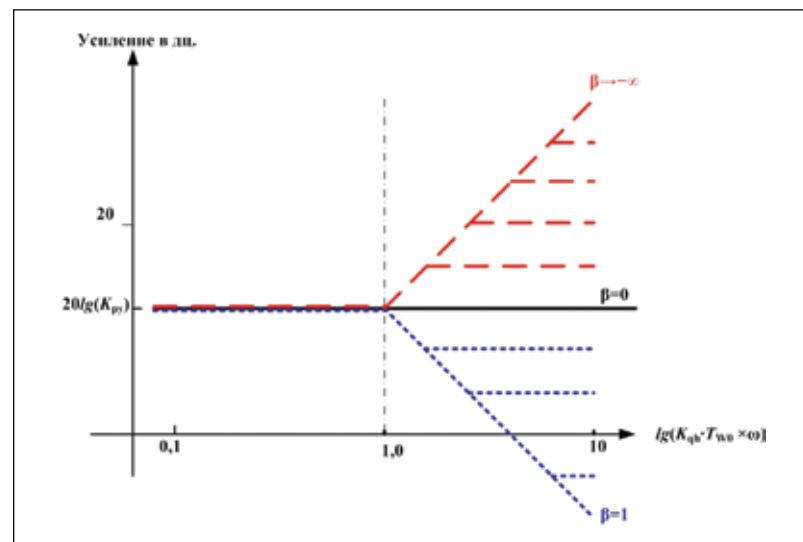


Рис. 7. Вид логарифмической амплитудной частотной характеристики обратной связи вида (12) в зависимости от величины β

Известно, что для системы второго порядка в координатах $\{\delta p_{st}, \delta h\}$ это будет регулятор, в котором в качестве переключающей линии служит прямая. Регулятор, имеющий в качестве линии переключения управляющего воздействия прямую (9), элемент рассогласования которого имеет достаточное усиление ($K_u \approx 2000, T_V = 5c$), при соответствующей настройке ($\beta = 0,794$) при 100%-ной нагрузке и ($\beta = 0,7$) при 20%-ной — формирует очень близкое к оптимальному по быстродействию управление.

На рис. 8 и рис. 9 представлены переходные процессы для рассматриваемого объекта управления при подаче ступенчатого управляющего воздействия на изменение мощности $\delta p = p - p_0 = 0,1$.

Управление имеет два интервала постоянства на верхнем (+0,2) и нижнем (-0,2) ограничениях. Так как при выбранных значениях β — прямая, на которой происходит переключение управления при $|\delta h(t)| \ll h_{доп}$, близка к линиям переключения даваемых (8), то после второго переключения изображающая положение системы точка попадает в область скользящих режимов вдоль линии переключения. Большое усиление элемента рассогласования обеспечивает малую постоянную времени экспоненты затухания переходного процесса в режиме скольжения.

В следующих разделах статьи рассматриваются различные реализации ПИ-регуляторов мощности гидравлических турбин, а также обладающие свойством робастности структуры «feed forward» управления мощностью с ПИ-корректорами.

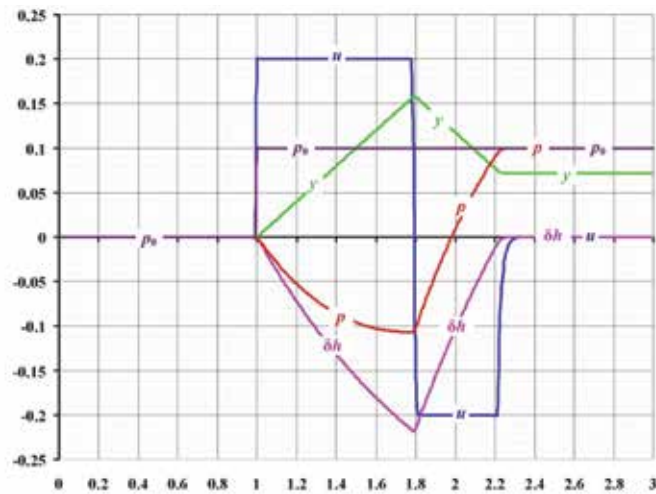


Рис. 8. Переходный процесс обработки задания мощности квазиоптимальным регулятором с переключающей прямой при параметрах объекта, соответствующих 100% нагрузке

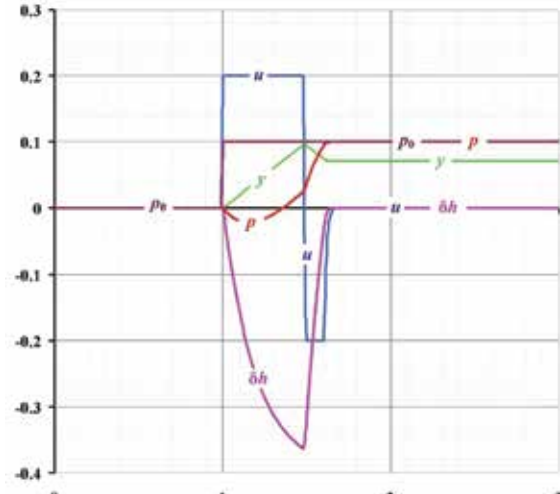


Рис. 9. Переходный процесс обработки задания мощности квазиоптимальным регулятором с переключающей прямой при параметрах объекта, соответствующих 20% нагрузке

ЛИТЕРАТУРА:

1. Гидроэнергетическое и вспомогательное оборудование гидроэлектростанций: Справ. пос., М.: Энергоатомиздат, 1988.
2. Кривченко Г. И. Автоматическое регулирование гидротурбин. М.—Л.: Энергия, 1964. 288 с.
3. Пивоваров В. А. Проектирование и расчет систем регулирования гидротурбин. Л.: Машиностроение, 1973. 288 с.
4. Башнин О. И., Пасынкова Н. П., Семенов В. В. Об одном способе аналогового моделирования поворотно-лопастных турбин // Системы управления и контроля. Л.: Наука, Л. отд., 1968, с. 105-111.
5. Кривченко Г. И. Гидравлический удар и рациональные режимы регулирования турбин гидроэлектростанций, Госэнергоиздат, 1951, 199 с.
6. Ройтенберг Я. Н. Автоматическое управление. М.: Наука, М., 1971, 395 с.

Ракурс-инжиниринг: импортозамещение в действии

Завершена полугодовая опытная эксплуатация первой отечественной стационарной системы вибрационного контроля (ССВК), внедренная компанией «Ракурс-инжиниринг» на Красноярской ГЭС в рамках программы модернизации.

ССВК Красноярской ГЭС построена на базе отечественной стационарной системы вибрационного контроля и диагностики гидроагрегата «Ракурс-ЦКТИ» (ССВКД Ракурс-ЦКТИ) и является совместной разработкой ГК «Ракурс» и ОАО «НПО ЦКТИ».

Система предназначена для непрерывного измерения параметров виброконтроля, формирования технологической сигнализации по уставкам параметров для защиты агрегата, а также передачи данных в систему верхнего уровня для мониторинга и диагностики вибрационного состояния гидроагрегата.

На гидроагрегате №8 Красноярской ГЭС в мае 2015 года была введена в эксплуатацию уникальная стационарная система виброконтроля и диагностики (ССВК) — совместная разработка специалистов «Ракурс-инжиниринг» и НПО ЦКТИ.

В отличие от всех зарубежных систем мониторинга, система «Ракурс-ЦКТИ» изначально разрабатывалась с учетом требований российских нормативных документов, в том числе с выполнением на аппаратном уровне требования действующего СТО «Гидроэлектростанции. Методики оценки технического состояния основного оборудования». Все используемые в проекте технические средства измерительных каналов технологических защит являются зарегистрированными средствами измерения в РФ, имеют свидетельства о первичной поверке и методики поверки.

Компания «Ракурс-Инжиниринг» ставила перед собой цель создать не просто систему мониторинга, которая обеспечивала бы непрерывный контроль измеряемых параметров и сравнивала бы их с пороговыми значениями, но и обладала функциями автоматической и режимной диагностики неисправностей оборудования.

На стадии разработки необходимо было учитывать и тот факт, что в организации защит гидроагрегатов имеет место тенденция перехода от линейной логики выдачи предупредительных и аварийных сигналов на останов к алгоритмам с логическими ветвлениями. Было очевидно, что такая логика не может быть построена без учета текущего повреждения датчиков, а также сигнальных и питающих линий. Перед инженерами компании ставилась задача обеспечить бесперебойное измерение всех параметров, включенных в алгоритмы защит, а также диагностировать обрыв со всеми типами применяемых датчиков.

Разработанную ССВК условно можно разделить на три составные части:

1. Средства измерения сигналов: первичные датчики, усилители, блоки питания и т.п. По результатам предпроектного обследования специалистами «Ракурс-инжиниринг» и группы АСВК Красноярской ГЭС были определены точки измерения вибрации. Суммарно за состоянием гидроагрегата следят 66 датчиков, которые выбирались исходя из учета его конструктивных особенностей.
2. Современные микропроцессорные устройства. С их помощью система в цикле реального времени осуществляет сбор и первичную обработку данных, выпол-

няет функции мониторинга и защиты, а также хранения и отображения данных.

3. Интеллектуальная часть системы. Данная часть обеспечивает идентификацию дефектов по результатам измерений и выдачу рекомендаций оперативному персоналу по дальнейшей эксплуатации оборудования и ремонту. На этом уровне используется интеллектуальная база, основанная на материалах испытаний турбин более чем 40 ГЭС, данных опыта эксплуатации оборудования крупнейших ГЭС России и СНГ, а также результатов расчетно-экспериментальных исследований, проведенных НПО ЦКТИ.

Масштабные испытания опытного образца будущей системы с привлечением технических специалистов РусГидро подтвердили работоспособность и высокую надежность системы и показали правильность заложенных проектом решений по обеспечению защиты гидроагрегата.

Инновационная система диагностики «Ракурс-ЦКТИ» учитывает различные конструктивные, жесткостные и эксплуатационные особенности исполнения конкретного гидроагрегата Красноярской ГЭС и условия его эксплуатации, в том числе: тип и диаметр рабочего колеса, напор, режимы работы, частоту вращения, частоты и амплитуды вибраций и боев, величины статических смещений и зазоров и т.д.

Немаловажным преимуществом внедренной на Красноярской ГЭС системы считается ее технико-экономическая эффективность. Система позволяет снизить стоимость ремонта за счет определения дефектов, выявленных на ранней стадии их развития; заблаговременно подготовить необходимые комплектующие для ремонта, повысить качество ремонтных работ за счет контроля при выводе оборудования из ремонта; предотвратить аварийные ситуации и сбои в технологическом процессе вследствие преждевременного выхода оборудования из строя и т.д.

И, конечно, главное, что ССВК позволяет проводить не только привычный всем мониторинг и защиту оборудования, но и в автоматическом режиме осуществляет диагностирование неисправностей гидроагрегата.



По материалам пресс-службы ГК «Ракурс»