

УДК 621.224

В. А. БУЛГАКОВ, канд. техн. наук, доц.; доц. НТУ «ХПИ»;
О. С. ВАХРУШЕВА, аспірантка НТУ «ХПИ»;
Е. А. ДЯЧЕНКО, аспірант НТУ «ХПИ»

УРАВНЕНИЯ ГИДРОАГРЕГАТА КАК ЭЛЕМЕНТА СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ С УЧЕТОМ УНИВЕРСАЛЬНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГИДРОТУРБИНЫ

Разработке новых проточных частей гидротурбин на напоры свыше 300 метров посвящено ряд теоретических и экспериментальных исследований. Системы управления и регулирования гидротурбин полностью автоматизированы. Повышение единичной мощности гидротурбины приводит к изменению конструкции гидротурбин. Поэтому необходимо проводить экспериментальные исследования. Материалы этих исследований были использованы при составлении уравнения турбины. Предлагается способ вычисления коэффициентов уравнения и постоянных времени по данной универсальной характеристике. Эта характеристика используется для построения статических характеристик регулирования.

Ключевые слова: гидротурбина, система автоматического регулирования, проточная часть, водовод, универсальная характеристика, приведенные величины, уравнение машины, гидроудар, дифференциальное уравнение постоянной времени, двойное регулирование, статическая характеристика, линеаризация.

Введение. Экспериментальные универсальные характеристики, снятые на модельных блоках, служат для обоснования конструкции, технологии и эксплуатации гидротурбин. Эти и другие исследования должны использоваться и для анализа качества регулирования.

Цель исследования. На примере одного из элементов системы автоматического регулирования (САР), рассмотреть методику использования материалов универсальной характеристики для получения уточненного уравнения и реальных статических характеристик регулирования.

Вопросы, связанные с выбором, проектированием и эксплуатацией гидротурбин решаются на основании универсальных характеристик. Несмотря на развитие методов гидродинамических расчетов лопастных машин, расчетные характеристики по степени точности уступает характеристикам, полученным экспериментально. При создании высокоэффективной мощной турбины, работающей, как правило, в энергетической системе (ЭС), недостаточно провести энерго-кавитационные исследования. Необходимо исследовать динамику процесса САР, т.е. условия устойчивости и определить показатели качества регулирования.

Это обеспечивает согласование характеристик САР с европейскими нормами (ИСТЕ) [1, 2], позволит поддержать точность параметров регулирования и повысит надежность агрегата в целом.

При оценке устойчивости заданного режима пользуемся методикой анализа линейных САР.

Работа САР определяется: уравнениями движения ротора гидроагрегата, расхода воды через гидроагрегат с учетом его реальной характеристики, гидравлического удара, волновых явления в проточной тракте, элементов регулятора (выявительных, логических, аналитических, исполнительных). Коснемся сейчас только вида уравнения гидроагрегата с учетом главной универсальной характеристики гидротурбины. Часто

принимают, что движущий момент M_D гидротурбины пропорционален открытию направляющего аппарата α_0 , т.е. расхода Q .

Согласно универсальной характеристики гидротурбины (см. рис 1.), движущий момент M_D зависит не только от открытия направляющего аппарата α_0 , но также от числа оборотов n , угловой скорости ω , напора H , коэффициента полезного действия η , угла поворота лопастей рабочего колеса поворотнлопастной (ПЛ) турбины.

Учет этих параметров оказывает существенное влияние на вид уравнения гидроагрегата. Покажем это, взяв за основу общее уравнение

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_D - M_C = \Delta M_D, \quad (1)$$

движущий момент гидротурбины M_D определяется

$$M_D = \frac{\gamma Q H \eta}{\omega}, \quad (2)$$

т.е. является следующей функцией $M_D = (Q, \omega, H, \eta)$. Где Q – расход воды через турбину; H – напор; η – коэффициент полезности действия; ω – угловая скорость; γ – удельный вес воды принимаем постоянным для натурального агрегата.

Проводим линеаризацию с помощью разложения M_D в ряд Тейлора

$$\Delta M_D = \frac{\partial M_D}{\partial Q} \Delta Q + \frac{\partial M_D}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial M_D}{\partial H} \Delta H + \frac{\partial M_D}{\partial \eta} \Delta \eta. \quad (3)$$

В свою очередь величины Q и η являются функциями α_0 , ω и H :

$$Q = f_1(\alpha_0, \omega, H); \quad \eta = f_2(\alpha_0, \omega, H).$$

Линеаризуем функции около равновесной точки, например, точки для режима с начальными параметрами $Q_0, \alpha_{0H}, \omega_0, H_0, \eta_0$ и M_D :

$$\left. \begin{aligned} \Delta \eta &= \frac{\partial \eta}{\partial \alpha_0} \Delta \alpha_0 + \frac{\partial \eta}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial \eta}{\partial H} \Delta H \\ \Delta Q &= \frac{\partial Q}{\partial \alpha_0} \Delta \alpha_0 + \frac{\partial Q}{\partial \omega} \Delta \omega + \frac{\partial Q}{\partial H} \Delta H \end{aligned} \right\}. \quad (4)$$

Если учесть вид функции для движущего момента M_D по уравнению (2), а также использовать уравнения (4), после соответствующих преобразований получим:

$$M_D = \frac{\gamma Q_0 H_0 \eta_0}{\omega_0} \left[\left(1 + \frac{H_0}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial H} + \frac{H_0}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial H} \right) \frac{\Delta H}{H_0} + \left(\frac{a_{0H}}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial \alpha_0} + \frac{a_{0H}}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial \alpha_0} \right) \frac{\Delta \alpha_0}{a_{0H}} + \left(\frac{\omega_0}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial \omega} + \frac{\omega_0}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial \omega} - 1 \right) \right] \frac{\Delta \omega}{\omega_0}. \quad (5)$$

Введем обозначения для безразмерных величин, стоящих в квадратных скобках. В начале обозначим:

$$\varphi = \frac{\Delta \omega}{\omega_0}; \quad \mu = \frac{\Delta \alpha}{a_{0H}}; \quad \zeta = \frac{\Delta H}{H_0}, \quad (6)$$

где φ – относительная угловая скорость; μ – относительное открытие направляющего аппарата (НА); ζ – относительное повышение напора, соответственно. Последняя величина связана с возникновением гидроудара в проточном тракте.

Теперь обозначим через:

$$q_{\mu} = \frac{a_{0H}}{Q} \frac{\partial Q}{\partial a_0}; \quad q_{\varphi} = \frac{\omega_0}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial \omega}; \quad q_{\zeta} = \frac{H_0}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial H}, \quad (7)$$

характеризующие отклонение расхода Q в зависимости от изменения открытия НА α_0 , угловой скорости вала агрегата ω и от величины изменения напора H соответственно.

$$\varepsilon_{\mu} = \frac{a_{0H}}{\eta} \frac{\partial \eta}{\partial a_0}; \quad \varepsilon_{\varphi} = \frac{\omega_0}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial \omega}; \quad \varepsilon_{\zeta} = \frac{H_0}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial H}, \quad (8)$$

означают соответственно отклонения КПД агрегата в зависимости от: изменения открытия НА α_0 ; изменения скорости вала ω ; изменения напора H . Эти величины характеризуют степень отклонения режима от номинального. Подставим выражения (7) и (8) в уравнение (5)

$$\Delta M_{Д} = M_{Д0} [(1 + q_{\zeta} + \varepsilon_{\zeta})\zeta + (q_{\mu} + \varepsilon_{\mu})\mu + (q_{\varphi} + \varepsilon_{\varphi} - 1)\varphi]. \quad (9)$$

Теперь вернемся к уравнению турбины (1) и подставим в него значение $M_{Д}$ (9), окончательно получим

$$\frac{I\omega_0}{M_{Д}} \frac{d\varphi}{dt} = (1 + q_{\zeta} + \varepsilon_{\zeta})\zeta + (q_{\mu} + \varepsilon_{\mu})\mu + (q_{\varphi} + \varepsilon_{\varphi} - 1)\varphi. \quad (10)$$

Если обозначить

$$\left. \begin{aligned} T_{\zeta} &= \frac{I\omega_0}{M_{Д0}} \frac{1}{(1 + q_{\zeta} + \varepsilon_{\zeta})} \\ T_a &= \frac{I\omega_0}{M_{Д0}} \frac{1}{(q_{\mu} + \varepsilon_{\mu})} \\ T_{\varphi} &= \frac{I\omega_0}{M_{Д0}} \frac{1}{(q_{\varphi} + \varepsilon_{\varphi} - 1)} \end{aligned} \right\}, \quad (11)$$

то уравнение (10) примет вид дифференциального уравнения турбины в стандартном виде

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\mu}{T_a} + \frac{\zeta}{T_{\zeta}} + \frac{\varphi}{T_{\varphi}}, \quad (12)$$

где T_{ζ} , T_a , T_{φ} имеют размерность времени и характеризуют инерционность машины. Для современных турбогенераторов постоянная времени составляет 10–12 с, а для гидроагрегатов 7–8 с [1]. Уравнение (12) отличается от известного уравнения двумя членами, которые учитывает изменение крутящего момента турбины $M_{Д}$ в зависимости от изменения напора и оборотов.

В случае двойного регулирования ПЛ гидротурбины при составлении уравнения машины (1) необходимо для Q и η ввести четвертую независимую переменную – угол поворота лопастей рабочего колеса α : $Q = f_1(\alpha_0, \alpha, \omega, H)$; $\eta = f_2(\alpha_0, \alpha, \omega, H)$.

Сделав преобразования для уравнения агрегата аналогичные первому случаю, получим

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\mu_1}{T_a} + \frac{\mu_2}{T_a} + \frac{\zeta}{T_{\zeta}} + \frac{\varphi}{T_{\varphi}}, \quad (13)$$

где дополнительно обозначим:

$$\left\{ \begin{aligned} \mu_1 &= \frac{\Delta a_0}{a_0 H}; \quad \mu_2 = \frac{\Delta a_0}{\alpha_0}; \quad q_{\mu 1} = \frac{a_0 H}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial a_0}; \quad q_{\mu 2} = \frac{a_0}{Q_0} \frac{\partial Q}{\partial \alpha}; \quad \varepsilon_{\mu 1} = \frac{a_0 H}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial a_0}; \\ \varepsilon_{\mu 2} &= \frac{a_0}{\eta_0} \frac{\partial \eta}{\partial \alpha}; \quad T_{a1} = \frac{I \omega_0}{M_{Д0}} \frac{1}{(q_{\mu 1} + \varepsilon_{\mu 1})}; \quad T_{a2} = \frac{I \omega_0}{M_{Д0}} \frac{1}{(q_{\mu 2} + \varepsilon_{\mu 2})}. \end{aligned} \right. \quad (14)$$

Это уравнение (13) для турбин отличается от обычного тремя членами, которые дополнительно учитывают изменения крутящего момента турбины $M_{Д}$ в зависимости от: угла поворота лопастей α , напора H , оборотов n .

Если пренебречь влиянием напора и оборотов на изменение крутящего момента $M_{Д}$, то уравнение (13) примет вид

$$\frac{d\varphi}{dt} = \frac{\mu_1}{T_a} + \frac{\mu_2}{T_a}. \quad (15)$$

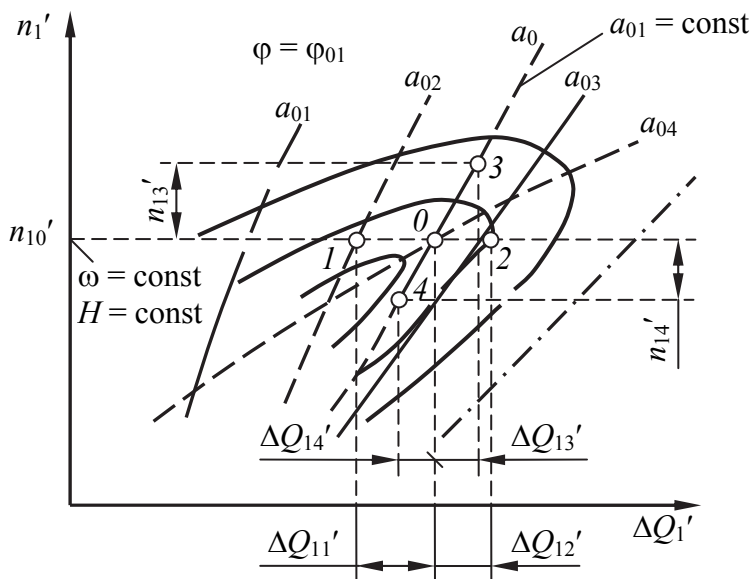


Рис. 1 – Выбор точек на универсальной характеристике

Уравнения агрегата (12) или (13) в совокупности с другими уравнениями, описывающими САР, дают возможность произвести анализ переходного процесса и устойчивости системы.

Для определения коэффициентов уравнения агрегата необходимо вычислить величины $q_{\mu 1}$, $\varepsilon_{\mu 1}$, q_{φ} , ε_{ζ} , q_{ζ} , ε_{φ} , $q_{\mu 2}$, $\varepsilon_{\mu 2}$. Последние две величины вычисляются в случае поворотных лопастных гидромашин.

Эти все коэффициенты будут входить в передаточную функцию САР гидроагрегата.

Для вычисления всех этих величин воспользуемся универсальной характеристикой гидротурбины.

Для их определения кроме универсальных характеристик и пропеллерных характеристик, необходимы графики $\alpha_0 = f(\mu_2)$, которые определяют закон поворота лопаток НА и лопастей рабочего колеса (РК) от перемещения штоков соответствующих сервомоторов. Кроме этого необходимы параметры регулятора скорости и маслonaпорной установки (МНУ), а также чертеж проточной части турбинного блока с напорной водоводом.

Для определения коэффициентов и динамических постоянных времени T_{ζ} , T_a , T_{φ} в уравнении движения (12) или (13), при помощи универсальной характеристики, используются формулы для приведенных величин:

$$n_1' = \frac{n D_1}{\sqrt{H}}; \quad Q_1' = \frac{Q}{D_1^2 \sqrt{H}}; \quad M_1' = \frac{M}{D_1^3 \sqrt{H}}. \quad (16)$$

На рис. 1, показан выбор точек на универсальной характеристике при определении частных производных $\partial/\partial\alpha_0$, $\partial/\partial\omega$, $\partial/\partial H$, входящих в выражения для

коэффициентов q_i, ε_i (7), (8).

Для ПЛ гидротурбины используются пропеллерные характеристики на расчетных углах α , а для радиально-осевой (РО) гидротурбины универсальная характеристика.

Точка 0 соответствует расчетной точке с параметрами $n'_{10}, Q'_{10}, M'_{10}$.

На рис. 1 точки 1 и 2 взяты для соседних открытых НА α_0 при $n'_1 = n'_{10}$ ($\omega = \omega_0, H = H_0$), т.е. значения параметров, которые используются для определения частных производных при изменении положения сервомотора НА α_0 , точки 3 и 4 взяты для расчетного $\alpha_0 = \alpha_{0p}$ при разных n'_1 (n'_{13} и n'_{14}). Значения этих величин используются для определения частных производных по напору H и частоте вращения n'_1 .

При использовании универсальных (пропеллерных) характеристик M'_1 определяем по формуле (17)

$$M'_1 = \frac{30}{\pi} \eta_T \frac{Q'_1}{n'_1}, \quad (17)$$

где η_T определяется путем пересчета КПД с модели на натуру, открытие α_0 принимается для натуральных турбин, а соответствующий ему ход сервомотора μ_1 по графику $\alpha_{0T} = \alpha(\mu_1)$. Значения M_{D0}, ω, H, Q , вычисляются по следующим формулам (18)–(20):

– для производных $\partial/\partial\alpha_0$ ($\partial/\partial\mu_1$):

$$n'_1 = n'_1; \quad M_D = M'_1 D_1^3 H_0; \quad \omega = \omega_0; \quad H = H_0; \quad Q = Q'_1 D_1^2 \sqrt{H_0}, \quad (18)$$

– для производных $\partial/\partial\omega$ ($\alpha_0 = \alpha_{0p}, H = H_0$):

$$M_D = M'_1 D_1^3 H_0; \quad \omega = \frac{30 n'_1 \sqrt{H_0}}{\pi D_1}; \quad H = H_0; \quad Q = Q'_1 D_1^2 \sqrt{H_0}; \quad (19)$$

– для производных $\partial/\partial H$ ($\alpha_0 = \alpha_{0p}, \omega = \omega_0$):

$$M_D = \left(\frac{30\omega_0}{\pi} \right)^2 D_1^5 \frac{M'_1}{(n'_{10})^2}; \quad H = \left(\frac{30\omega_0}{\pi} \right)^2 \frac{D_1^2}{(n'_{10})^2}; \quad Q = \frac{30\omega_0}{\pi} D_1^2 \frac{Q'_1}{n'_{10}}; \quad \omega = \omega_0. \quad (20)$$

В случае ПЛ гидротурбины необходимо вычислить частную производную вида $\partial/\partial\mu$ при $n'_1 = n'_{10}$ и $\mu'_1 = \mu'_{10}$ для расчетного и соседних с ним углов.

Подчитывая результаты величин для соответствующих режимных точек, следим за знаком разностей. Согласно рис. 1 вычислим разности X ($\Delta\mu, \Delta\omega, \Delta H, \Delta Q, \Delta M_D$) по формуле (21)

$$\Delta_{0-1} = X_0 - X_1; \quad \Delta_{2-0} = X_2 - X_0; \quad \Delta_{3-0} = X_3 - X_0; \quad \Delta_{0-4} = X_0 - X_4. \quad (21)$$

Для ПЛ гидротурбин находят кроме расчетного угла установки лопастей α_0 и вычисляют дополнительные разности по формуле (22)

$$\Delta_{5-0} = X_5 - X_0; \quad \Delta_{0-6} = X_0 - X_6. \quad (22)$$

После вычисления разностей определяют значения частных производных $\partial X/\partial S_1 \approx \Delta X/\Delta S_1 = \Delta Q/\Delta S_1$ и другие величины [2].

Универсальные характеристики модельной гидротурбины, также можно использовать для расчета и построения статических характеристик при различных

режимах.

Если анализировать параллельную работу в одной энергосистеме, тепловых и гидравлических электростанций, то при линейных статических характеристиках работающих регуляторов гидротурбин с остающейся степенью неравномерности δ_{ik} при постоянном положении их механизма изменения числа оборотов можно установить, что статическая характеристика системы будет также линейной и характеризуется величиной эквивалентной степени остающейся неравномерности системы $\delta_{iЭ}$, определяющей изменение синхронной скорости Δn_c , вызываемое изменением нагрузки системы ΔN_c (рис. 2).

Величина статизма определяется зависимостью [3]:

$$\delta_{iЭ} = \frac{N_{c \max}}{\sum_{k=1}^z \frac{N_{k \max}}{\delta_{ik}}}, \quad (23)$$

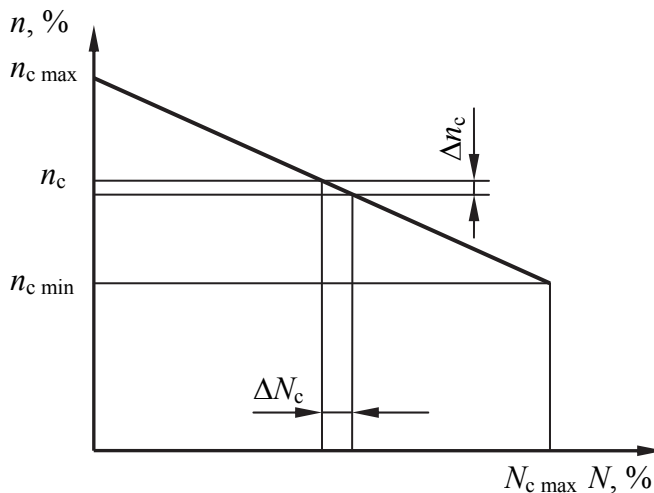


Рис. 2 – Статическая характеристика системы с эквивалентной неравномерностью регулирования

где $N_{c \max}$ – максимальная суммарная мощность работающих агрегатов системы; $N_{k \max}$ – максимальная мощность k -го агрегата; δ_{ik} – степень неравномерности k -го агрегата; z – агрегаты системы, регуляторы скорости которых участвуют в перераспределении нагрузки и поддержании частоты в системе.

Из выражения (23) следует, что чем меньшую часть общей максимальной мощности системы составляет максимальная мощность участвующих в регулировании агрегатов, тем больше статизм $\delta_{iЭ}$

системы.

Этим можно объяснить стремление разработчиков энергетического оборудования создавать агрегаты с большой единичной мощностью.

Это в свою очередь приводит к существенным изменениям конструкции и технологии изготовления гидротурбин. Например, с увеличением мощности гидротурбины, применяется не шаровой затвор, а кольцевой. Он устанавливается перед НА и колоны статора вносятся в спиральную камеру (СК). В связи с этим такую проточную часть гидротурбины необходимо обязательно исследовать на модельном стенде и исследовать динамику движения такого затвора. Это новшество будет применяться, например, на строящейся Рогунской ГЭС (Таджикистан).

Из соотношения (23) следует, что с развитием энергосистем и увеличением их суммарной мощности работа автоматических регуляторов турбин протекает в более лучших условиях. В свое время это приводило к предложениям о замене регуляторов пускоостанавливающими устройствами. Однако, как показал опыт эксплуатации систем и их развития, требование к системам автоматического регулирования и управления гидротурбин повышается. Кроме основных задач регулирования возникает

целый ряд дополнительных воздействий, вызванных условиями работы отдельных агрегатов ГЭС и ГЭС в целом в региональных системах. Например, регулятор скорости агрегата обратимой гидротурбины сегодня должен работать в 13-и режимах. Т.е. с развитием гидроэнергетики, созданием новых типов гидротурбин потребуются решить ряд проблем, связанных с возможным введением регулирования по новым параметрам.

Регулирование гидротурбин имеет ряд особенностей связанных с инерцией воды и ее большим объемом, что приводит к большим размерам регулирующих органов. При резком движении их возникает гидравлический удар в элементах проточного тракта. Это придает САР гидротурбины дополнительные особенности. С ростом единичной мощности гидротурбин их регулирующие органы для перемещения требуют больших усилий (несколько сот тонн для НА и несколько тысяч тонн для РК)

Поэтому между чувствительным элементом и регулирующим органом устанавливается ряд гидравлических усилителей.

Чтобы рассмотреть принципиально вопрос о процессе регулирования гидроагрегата в системе применяют линейные статические характеристики. Однако если взять универсальную характеристику модельной гидротурбины и для нескольких открытий a_0 , a_{01} и a_{02} построить графики момента M_T , развиваемый турбины (рис. 3) в зависимости от оборотов $M_T = f(n)$, то получаем ряд статических характеристик турбины (кривые A_0-A_0 , A_1-A_1 , A_2-A_2). Вид этих характеристик зависит от вида универсальной характеристики. На рис. 3 нанесены ряд кривых (C_0-C_0 , C_1-C_1 , C_2-C_2), соответствующих различным значениям нагрузки. При открытии и.а. a_0 с изменением нагрузки M_c от C_1 до C_2 точки пересечения статических характеристик $0, 0_1, 0_2$ определяют установившиеся режимы работы агрегата. Изменение скорости турбины при этом оказывается значительным: от n_1 до n_2 .

При перемещении лопаток НА по команде автоматического регулятора при изменении нагрузки M_c от C_1-C_1 до C_2-C_2 будут смешаться и статические характеристики турбины. Установившимся режимам будут теперь соответствовать точки $0_3, 0, 0_4$ и диапазон изменения оборотов значительно уменьшится от n_3 до n_4 . На этом примере хорошо видна очень важная функция в рабочем процессе направляющего аппарата.

Для агрегата с регулятором установившееся состояние определяется результирующей характеристикой, проходящей через точки $0_3, 0, 0_4$ (рис. 3), которая называется статической характеристикой регулятора.

Располагая теоретическими и экспериментальными данными о влиянии отдельных элементов гидротурбины на ее энергокавитационные показатели можно статическую характеристику регулятора получить в виде прямой $K-K$, т.е. астатическую характеристику.

Принято считать, что если обороты n уменьшается с увеличением нагрузки M_c , то отстающая неравномерность δ_p регулирования положительна. Это позволяет по виду статической характеристики выделить диапазон параметров при котором система будет устойчивой. Для регулирования гидротурбин применяются статические характеристики только с положительной отстающей неравномерностью δ_p , т.к. эта

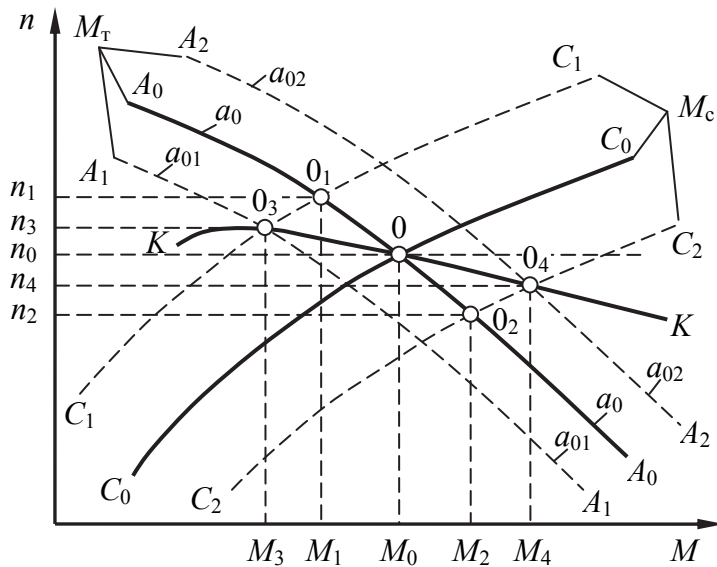


Рис. 3 – Статические характеристики агрегата M_T и нагрузки M_C при различных режимах

елементів, входящих в систему, на основании которых мы получаем уравнение системы в целом.

Выводы. Для различных типов проточных частей гидротурбины уточненное уравнение отличается числовым значением коэффициентов в зависимости от вида универсальных характеристик. Следовательно, при проектировании лопастных систем гидротурбины следует все в большей степени учитывать условия и виды реальной нагрузки, чтобы комплексно подходить заделу по определению оптимальной проточной части гидроагрегата.

Список литературы: 1. Рабинович, Р. С. Автоматическая частотная разгрузка энергосистем [Текст] / Р. С. Рабинович. – М.: Энергоиздат, 1989. – 352 с. 2. Умов, В. А. Динамические характеристики гидравлических агрегатов [Текст]: учеб. пособие / В. А. Умов, И. Н. Филатов. – Л.: ЛПИ, 1983. – 72 с. 3. Гаркави, Ю. Е. Регулирование гидротурбин [Текст] / Ю. Е. Гаркави, М. И. Смирнов. – М.; Л.: Mashgiz, 1954. – 347 с. 4. Методики і рекомендації щодо перевірки готовності ТЕС, ГЕС і АЕС до участі у регулюванні частоти та потужності в ОЕС України. Видання офіційне. – Київ: Міністерство палива та енергетики України, ДП Національна енергетична компанія «Укренерго», 2009. – 94 с. 5. Методики і рекомендації щодо організації первинного та вторинного регулювання частоти та потужності на ГЕС. Видання офіційне. – Київ: Міністерство палива та енергетики України, ДП Національна енергетична компанія «Укренерго», 2009. – 92 с.

Bibliography (transliterated): 1. Rabinovich, R. S. *Avtomaticheskaja chastotnaja razgruzka jenergosistem*. Moscow: Jenergoizdat, 1989. Print. 2. Umov, V. A., and I. N. Filatov. *Dinamicheskie harakteristiki gidravlicheskih agregatov*. Leningrad: LPI, 1983. Print. 3. Garkavi, Ju. E., and M. I. Smirnov. *Regulirovanie gidroturbin*. Moscow; Leningrad: Mashgiz, 1954. Print. 4. *Metodyky i rekomendacii' shhodo perevirky gotovnosti TES, GES i AES do uchasti u reguljuvanni chastoty ta potuzhnosti v OES Ukraïny*. Kiev: Ministerstvo palyva ta energetyky Ukraïny, DP Nacional'na energetychna kompanija "Ukrenergo", 2009. Print. 5. *Metodyky i rekomendacii' shhodo organizacii' pervynnogo ta vtorynnogo reguljuvannja chastoty ta potuzhnosti na GES*. Kiev: Ministerstvo palyva ta energetyky Ukraïny, DP Nacional'na energetychna kompanija "Ukrenergo", 2009. Print.

Поступила (received) 24.01.2014