

ГИДРОЭНЕРГЕТИКА

К. Х. ОВСЕПЯН

О РАСЧЕТЕ СБРОСОВ И НАБРОСОВ НАГРУЗКИ
ПРИ ИЗОЛИРОВАННОЙ РАБОТЕ ГИДРОАГРЕГАТА

Гидроэнергетическая система объединяет в единый комплекс элементы, обеспечивающие непрерывный процесс производства, распределения и потребления электрической энергии. Таким образом, в энергетическую систему объединяются все элементы, находящиеся по пути передачи энергии, начиная с подводящих воду труб и кончая электродвигателями и другими потребителями. По этой причине при анализе работы гидроэлектрической системы в общем случае должны быть одновременно рассмотрены электромагнитные, электромеханические, механические и гидромеханические процессы. В настоящее время большое значение приобретает исследование режимов, в которых резкое изменение мощности нагрузки генераторов приводит как к электромагнитным и электромеханическим, так и к гидромеханическим и механическим процессам. Основной причиной возникновения переходных режимов в энергетических системах являются очень быстрые изменения электрической нагрузки. Возникновение толчков нагрузки может быть обусловлено обычными эксплуатационными изменениями режима.

Однако, наиболее резко толчки нагрузки проявляются при следующих случаях: внезапный скачок нагрузки; короткое замыкание; отключение линии; отключение машины. Трудности, возникающие при решении обобщенной задачи, велики. Отчасти она заключается в недостаточной практической изученности вопроса, так как экспериментальное исследование в натуре на действительных энергосистемах, благодаря трудности проведения опытов во время эксплуатации, с выделением отдельных факторов, очень немногочисленны. Аналитическое же исследование поведения гидроэлектрической системы при переходных процессах сложно. Наиболее общий метод, принятый при указанных расчетах, является численное интегрирование дифференциальных уравнений. Однако соответствующие расчеты получаются трудоемкими и не гарантируют от накапливающейся от интервала к интервалу ошибки. Работ, посвященных такому комплексному рассмотрению вопроса, мало [1, 2, 3]. Необходимо, однако, отметить, что разработка комплексной теории переходного процесса в гидроэнергосистеме с участием гидравлических и гидромеханических явлений по

существо только начинается. Она стала настоятельной необходимостью в связи с развитием энергосистем и передачей электрической энергии на дальние расстояния.

Вопросы расчета неустановившихся режимов силового узла гидроэлектростанции тесно связаны с определением временной неравномерности или необходимых маховых масс агрегата. Вопрос об определении фактической временной неравномерности хода агрегата при сбросах и набросах нагрузки привлекает внимание исследователей давно, однако, до настоящего времени мы не имеем метода, который можно было считать учитывающим достаточно точно все факторы. Прежде всего большинство авторов исходит из линейного закона действия регулятора скорости. Задать закон регулирования в такой форме можно только тогда, когда скорость движения поршня не зависит от положения иглы золотника, то есть когда процесс регулирования происходит при полностью открытых золотниковых окнах. Полное же открытие золотниковых окон регулятора достигается только в случае значительного изменения скорости вращения. Вообще говоря, условие полного открытия золотниковых окон еще не является достаточным для того, чтобы заранее задать закон регулирования, так как последнее зависит также от усилия, которое должен преодолеть сервомотор. Это усилие зависит от значения гидравлического удара, который в свою очередь зависит от скорости движения поршня и от изменения скорости вращения турбины. Поэтому, очевидно, что закон регулирования турбины не может рассматриваться как заранее заданный. Он может быть выявлен только в результате совместного решения уравнения отдельных звеньев.

Уточнение расчета временной неравномерности посредством учета гидравлического удара встречает большие трудности и поэтому вопрос в основном сводился к внесению поправок в следующую формулу:

$$S_{\text{unc}} = \frac{185 N T_s}{GD^2 n^2} = A \frac{T_s}{T_s} \quad (1)$$

Проведенное И. В. Егiazаровым [5] сравнение поправок, предложенных различными специалистами, указывает на существенное расхождение. Первая попытка учесть характеристику нагрузки принадлежит Кайру, но практическая ценность этой работы мала, так как она не учитывает влияние гидравлического удара. И. В. Егiazаров в 1937 г. предложил новую формулу для определения временной неравномерности хода агрегата с учетом влияния гидравлического удара и влияния оборотной характеристики турбины через разгонное число оборотов. Е. Ф. Гурбич [7] в 1949 г. дал метод графического решения задачи, предполагающей непосредственное использование универсальной характеристики турбины в графической форме. Ранее Е. Ф. Гурбича, М. А. Мостков [8] подошел к этому вопросу аналитически, но отсутствие достаточных данных по характеристикам турбин

не позволило ему получить обоснованное аналитическое выражение характеристики турбины и заставило принять ряд допущений при интегрировании уравнения вращения ротора машины. Эта попытка является, настолько нам известно, первой в направлении аналитического определения временной неравномерности хода гидроагрегата. Работы Г. И. Кривченко и А. А. Башкирова [10] по содержанию близки друг к другу. Применяемый ими энергетический метод введения поправок на гидравлический удар логически гораздо более правилен, чем все иные приемы. В. И. Иванов аналитически вывел выражение, заменяющее элементарную формулу (1). В полученных им выражениях [11] учитывается как форма моментных характеристик турбины различной быстроходности, так и форма ударной волны при некоторой ее схематизации.

Основные уравнения силового узла гидроагрегата. Уравнение движения вала агрегата пишется в виде:

$$Jp\omega = M_T - M_G,$$

где J — момент инерции агрегата;
 ω — угловая скорость вращения агрегата;
 M_T — момент, развиваемый турбиной;
 M_G — тормозной момент генератора;
 p — оператор дифференцирования.

Для гидравлических турбин момент движущих сил зависит от угловой скорости вращения агрегата ω , положения регулирующих органов, т. е. поршня сервомотора h , величины напора H .

$$M_T = M_T(\omega, h, H).$$

Разлагая в ряд это выражение и ограничиваясь первыми членами, можем написать:

$$M_T = M_{T0} + \left(\frac{\partial M_T}{\partial h}\right) h_m \zeta + \left(\frac{\partial M_T}{\partial \omega}\right) \omega_0 S + \left(\frac{\partial M_T}{\partial H}\right) H_0 \zeta + \dots$$

Исследование зависимостей вида

$$M_T = f(h), \quad M_T = f(\omega), \quad M_T = f(H)$$

для гидротурбин типа Ф 53, Ф 83, Ф 110, Ф 120, Ф 130, Ф 140, К 70, П 60 показывает, что их можно с малой погрешностью линеаризовать в области рабочей зоны.

На основании сказанного уравнение момента турбины можем записать в следующем виде:

$$M_T = M_{T0} + k_2 h_m \zeta + k_3 \omega_0 S + k_4 H_0 \zeta. \quad (2)$$

Известно, что между частотой и величиной, необходимой располагаемой мощности, существует зависимость

$$\frac{P_{r,1}}{P_{r,2}} = \frac{f_1^n}{f_2^n},$$

где n — колеблется в пределах 1 + 2.

При $n = 1$ имеем $M_r = \text{const}$, т. е. изменение частоты не влияет на тормозной момент генератора.

При $n = 2$ тормозной момент генератора будет равен

$$M_r = k f. \quad (3)$$

Эта зависимость является более общей и ее мы принимаем при исследовании временной неравномерности.

На основании изложенного можем записать следующее уравнение момента генератора:

$$M_r = M_{r0} + k_2 c \Delta\omega. \quad (4)$$

Произведение $k_2 c$ является угловым коэффициентом частотной характеристики нагрузки.

Загрузка генератора характеризуется коэффициентом c_0 до скачка нагрузки и коэффициентом c после скачка нагрузки.

При $c = 1$ и при ω_0 момент генератора равен номинальному:

$$M_{r, \text{ном}} = k_2 \omega_0.$$

Для режима предшествующего скачку нагрузки момент сопротивления выразится:

$$M_{r, 0} = k_2 c_0 \omega_0,$$

а в первый момент после изменения нагрузки

$$M_{r0} = k_2 c_k \omega_0.$$

В последующие моменты после изменения нагрузки выражение (4) можно записать:

$$M_r = M_{r, 0} + k_2 c_k \Delta\omega$$

или в относительных величинах

$$M_r = M_{r0} + k_2 c_k \omega_0 S. \quad (5)$$

Подставляя выражение моментов турбины и моментов генератора в основное уравнение и обозначая через

$$\lambda = c_k - c_0,$$

получим:

$$\frac{J \omega_0}{k_2 h_M} S' = \mu + \frac{(k_1 - k_2 c_k) \omega_0}{k_2 h_M} S + \frac{k_1 H_0}{k_2 h_M} \zeta + \frac{M_{r0}}{k_2 h_M} \lambda$$

или

$$T_a S' - H S - \tau \zeta = \mu + \lambda a. \quad (6)$$

В установках, когда длина проточной части турбинного блока мала, гидравлический удар можно приближенно рассматривать как жесткий удар.

Уравнение жесткого гидравлического удара обычно записывают в такой форме:

$$-\zeta = T_1 \frac{dQ}{dt}, \quad (7)$$

где $T_1 = \frac{LQ}{gH\omega_1}$ — имеющая размерность времени, называется постоянной времени трубопровода.

Расход Q через турбину и трубопровод определяется напором и величиной открытия направляющего аппарата. С известными допущениями всегда принимается, что величина расхода через направляющий аппарат гидротурбины прямо пропорциональна относительному открытию и корню квадратному от напора. Последнее обстоятельство дает возможность пренебрегать влиянием повышения давления на увеличение расхода по сравнению с влиянием изменения открытия при исследовании временной неравномерности.

В силу сказанного (7) записываем в следующем виде:

$$T_1 \left(\frac{\partial Q}{\partial H} \frac{dH}{dt} + \frac{\partial Q}{\partial \mu} \frac{d\mu}{dt} \right) = -\zeta.$$

Пренебрегая первым членом заключенным в скобки уравнение трубопровода записываем в следующем виде:

$$T_1 k \frac{d\mu}{dt} = -\zeta. \quad (8)$$

Уравнение автоматического регулятора скорости имеет вид [12]:

$$\mu (T_1^2 p^2 + T_1 p + \sigma) \left[T_2 p + \frac{(T_1 p + i) \beta}{T_3 p^2 + T_1 p + 1} \right] = -S. \quad (9)$$

В предположении отсутствия гибкой обратной связи и неучета массы маятника уравнение принимает следующий вид:

$$\mu = \frac{-S}{T_3 \sigma p + \varepsilon}, \quad (10)$$

где μ — относительное открытие направляющего аппарата;

S — относительное изменение скорости вращения;

T_1 — время закрытия направляющего аппарата;

σ — неравномерность маятника;

ε — неравномерность регулятора скорости.

Определение временной неравномерности. Решая совместно уравнения (6), (8) и (10) получаем выражение для определения скорости гидроагрегата:

$$S(t) = \frac{\alpha k \varepsilon}{1 - \theta \varepsilon} [1 + D \sin(\beta t + \gamma) e^{-\alpha t}], \quad (11)$$

где

$$\alpha = \frac{T_3 \varepsilon - T_1 \sigma \theta - T_1 k \varepsilon}{2 T_3 T_1 \sigma}, \quad (12)$$

$$\beta = \sqrt{\frac{1 - \theta \varepsilon}{T_3 T_1 \sigma} - \alpha^2}, \quad (13)$$

$$D = \sqrt{1 + \frac{1}{\beta^2} \left(\frac{1 - \theta \varepsilon}{T_3 \sigma} - \alpha \right)^2}. \quad (14)$$

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{-\beta}{\frac{1 - \theta \varepsilon}{T_n \varepsilon} x} \quad (15)$$

Максимальное отклонение скорости агрегата при скачках нагрузки определяем по формуле (12) при $t = t_{\max}$.

Время t_{\max} , в течение которого изменение скорости агрегата достигает наибольшего значения, определяется из выражения

$$t_{\max} = \frac{1}{\beta} \operatorname{arctg} \frac{\beta}{x \frac{\varepsilon}{T_n}} \quad (16)$$

Анализ полученной формулы. Полученная формула (12) удовлетворяет граничным условиям задачи при $t = 0$ и $t = \infty$.

Сравним полученную нами формулу (15) с выражением (1) в предположении $T_T = 0$, $\theta = 0$ и $\varepsilon = 0$.

С учетом указанных допущений (11) принимает вид:

$$S_{\max} = a \cdot \sqrt{\sigma} \sqrt{\frac{T_n}{T_n}} \quad (17)$$

Сопоставляя (1) и (17) можно отметить, что S_{\max} пропорционален не отношению $\frac{T_n}{T_n}$, а корню квадратному из них.

В уравнении (6) был введен коэффициент самовыравнивания θ , который можно написать в следующем виде:

$$\theta = \theta' + \theta'' = \frac{\omega_0}{M_{T, \max}} k_1 + \frac{\omega_0}{M_{T, \max}} k_2 c \quad (18)$$

При отсутствии моментных характеристик в первом приближении

$$k_1 = -\frac{M_{T, \max}}{\omega_{\text{н.к.}} - \omega_0} \quad (19)$$

$$k_2 = \frac{M_T}{\omega_0}$$

В силу (19) из (18) получим:

$$\theta = \theta' + \theta'' = \frac{\omega_0}{\omega_{\text{н.к.}} - \omega_0} - a c k \quad (20)$$

Экспериментальное исследование. Для проверки полученных формул и выражений сделаны аналитические расчеты по параметрам динамической модели ВЭНИ и полученные результаты сопоставлены с данными опыта, проведенным на той же модели.

Расчеты выполнены как совместным численным решением уравнений отдельных элементов системы, так и существующими и выше-полученными формулами.

Основные данные агрегата следующие:

$$\begin{aligned}
 p &= 6,25 \text{ ква.}, \quad U = 220 \text{ в.}, \quad n = 1000 \text{ об/м.} \\
 J &= 0,426 \text{ кг.м. сек.}, \quad k_1 = -0,036 \text{ кг.м. сек.} \\
 k_2 &= 0,062 \text{ кг.м./м.м.}, \quad k_3 = 0,0595 \text{ кг.м. сек.} \\
 T_1 &= 5 \text{ сек.}, \quad T_2 = 9,4 \text{ сек.}, \quad T_3 = 0,41 \text{ сек.}
 \end{aligned}$$

Совместным решением (6) и (9) получим

$$S = [0,0521 + 0,187 e^{-0,662t} - e^{-0,407t} \cdot (0,161 \cos 0,662t + 0,194 \sin 0,662t)] \lambda.$$

Для случая наброса нагрузки формула И. В. Егизарова имеет вид:

$$S_{\text{нб}} = 185000 \frac{N_p T_1^2}{GD^2 \pi^2} \cdot \frac{1}{1-k''}$$

Численное значение коэффициента k'' , учитывающее самовыравнивание нагрузки, рекомендуется брать равным 0,15.

Для гидроагрегатов с характеристиками тихоходных радиально осевых гидротурбин формула В. И. Иванова пишется:

$$S_{\text{нб}} = z_m \left[1 - e^{-\frac{M_k T_1}{2J} \omega_0 t} \right]$$

где

$$z = \frac{\omega_{\text{н.т.}} - \omega_0}{\omega_0} = 0,8.$$

Расчет ведем также по предложенной формуле (11), предварительно определив коэффициенты α , β , γ , D , $t_{\text{нб}}$ по соответствующим выражениям.

Результаты расчетов по всем вышеприведенным формулам представлены в таблице 1 и на рис. 1 и 2. Эксперименты проводились на динамической модели ВЭИИ с учетом самовыравнивания турбины, нагрузки и действия автоматического регулятора скорости по параметрам приведенного примера.

Сопоставляя расчетные и экспериментальные данные можем отметить, что расчеты по численному решению уравнений дают результаты, практически совпадающие с данными экспериментов. При расчете же по предлагаемой формуле имеем небольшие расхождения, которые лежат в пределах точности расчетов.

Кроме указанных опытов на модели исследовался максимум временной неравномерности при сбросах нагрузки. Эксперименты были проведены с целью изучения влияния постоянной времени серводвигателя, постоянной инерции и коэффициента сброса на максимум временной неравномерности. Опыты проведены для следующих значений переменных: $T_1 = 2; 4; 6; 8; 10 \text{ сек.}$ $T_2 = 6; 6,5; 7,6; 8,2; 9,3 \text{ сек.}$

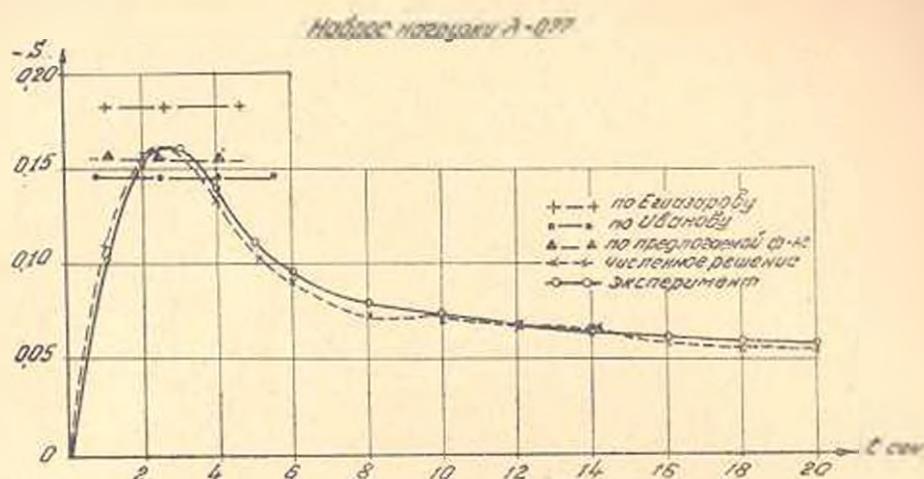


Рис. 1.

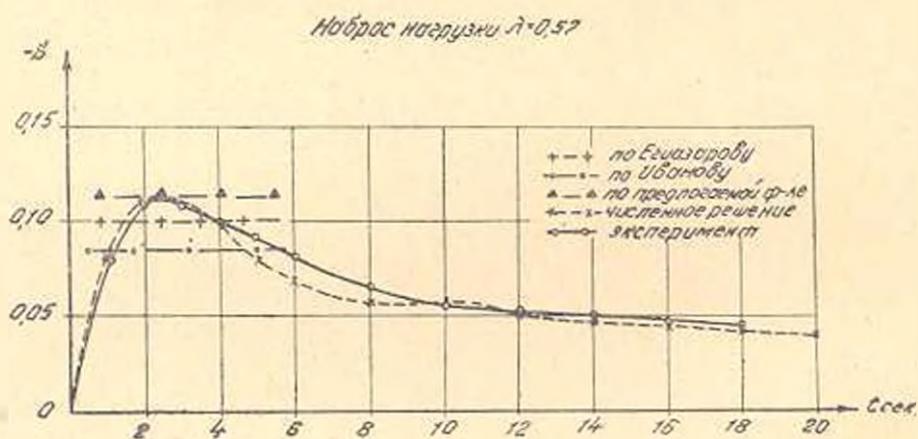


Рис. 2.

Таблица 1

Результаты	$\lambda = 0,77$		$\lambda = 0,57$	
	S_{\max}	ошибка %	S_{\max}	ошибка и %
Численного решения	0,160	0,0	0,114	+ 3,6
Формулы Егиззарова	0,183	+14,5	0,10	-10,0
Формулы Иванова	0,145	-9,4	0,085	-13,6
Предлагаемой формулы	0,165	-3,1	0,115	-1,5
Опыт	0,160	0,0	0,110	0,0

$\lambda = 0,77; 0,57$. Расчеты проведены для тех же значений T и λ , но при $T_0 = 6$ и $9,3$ сек. Как опыт, так и расчеты (рис. 3 и 4) показывают, что эта зависимость нелинейная и имеет характер

$$S_{\max} = k \left(\frac{T_s}{T_0} \right)^n$$

Для наглядности и для возможности сравнения теоретической и опытной зависимости, проведен подбор эмпирической формулы для случая $\lambda = 0,77$ по известному методу [13], в результате чего получено выражение:

$$S_{\max} = 0,254 \left(\frac{T_2}{T_0} \right)^{0,517} - 0,025. \quad (22)$$

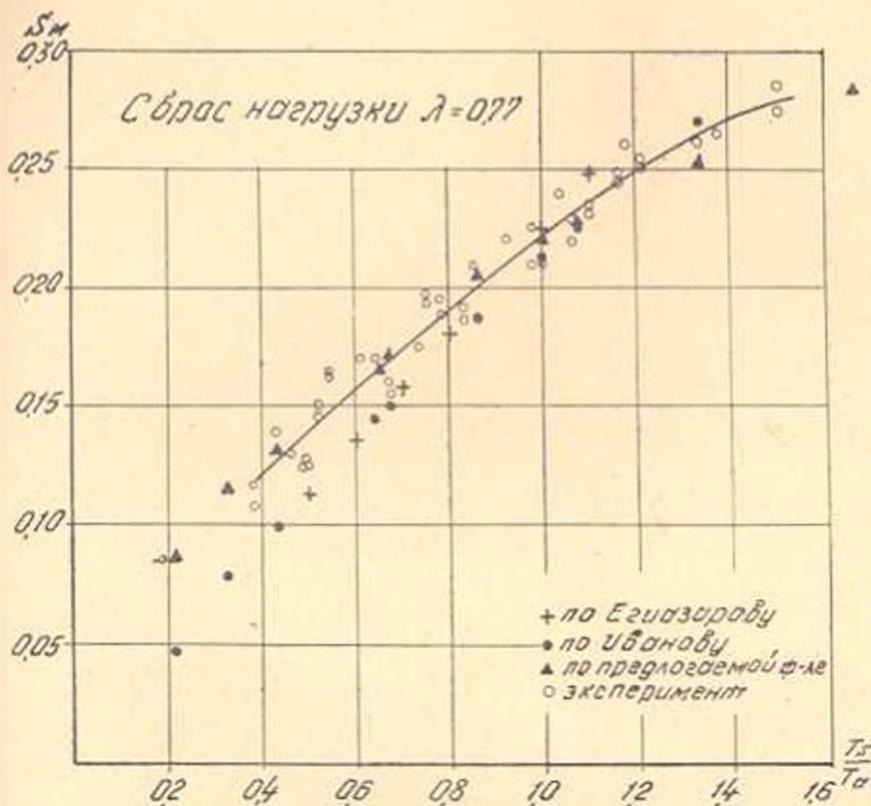


Рис. 3.

На основании опытных данных на рис. 5 дана зависимость

$$S_{\max} = f \left(\sqrt{\frac{T_2}{T_0}} \right).$$

Из этих кривых видно, что эта зависимость линейная, за исключением начальной ее части. Указанные отклонения нами объясняются нечувствительностью и запаздыванием автоматического регулятора скорости. Опытные исследования, а также формулы (17) и (22), рис. 5 показывают, что максимум временной неравномерности гидроагрегата находится в линейной зависимости от параметра $\sqrt{T_2/T_0}$. На рис. 6, по оси абсциссы отложены значения S_{\max} согласно опытам, а по оси ординат — результаты теории. Степень отклонения отдельных точек от диагональной линии, проведенной под углом 45° , показывает отклонение расчетных величин от результатов, полученных по опыт-

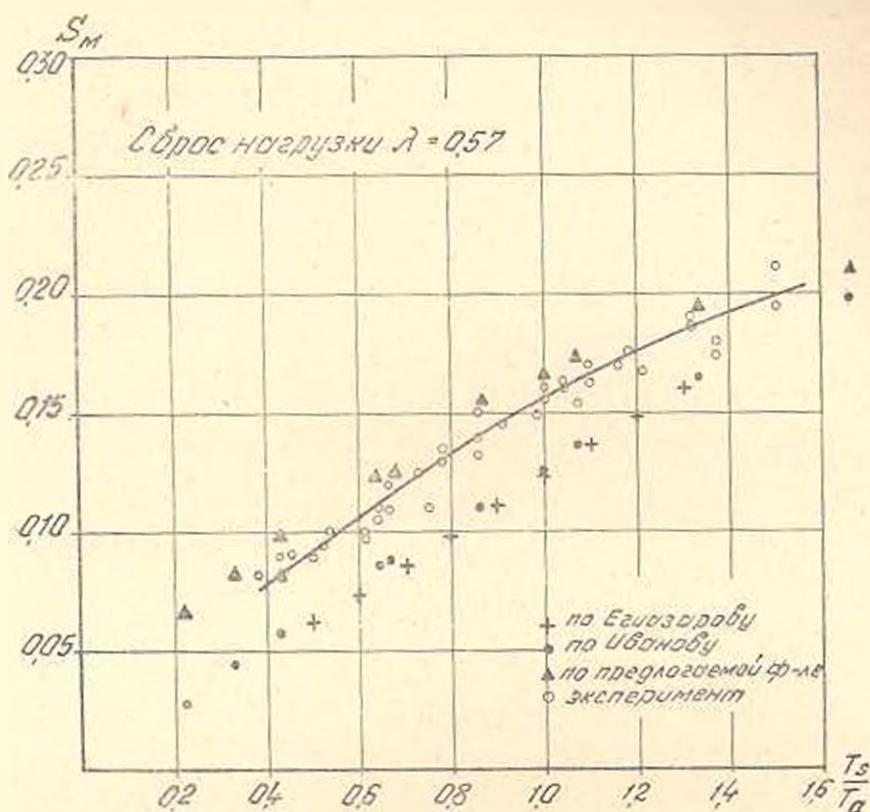


Рис. 4.

ным данным. Так же как и на предыдущих графиках расчетные значения существующих формул дают большие отклонения при малых значениях $S_{\text{макс}}$. Наименьшее расхождение получается между опытными данными и предлагаемой формулой.

В ы в о д ы

На основании анализа работы гидроагрегата с учетом жесткого гидравлического удара, автоматического регулятора скорости и саморегулирования турбины и нагрузки получена формула для расчета временной неравномерности. Эта формула дает возможность достаточно просто и точно определить как максимальную временную неравномерность, так и рассчитать весь переходный процесс с учетом вышеуказанных факторов.

Анализ полученных выражений дает возможность более четко выявить влияние отдельных параметров и получить новые соотношения между ними. Сопоставление результатов предлагаемой формулы с результатами расчетов по наиболее распространенным формулам и дан-

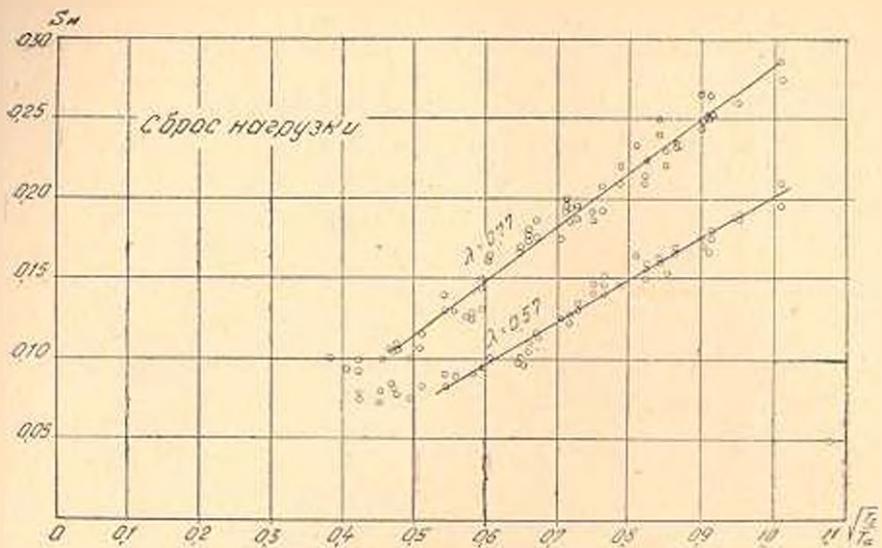


Рис. 5.

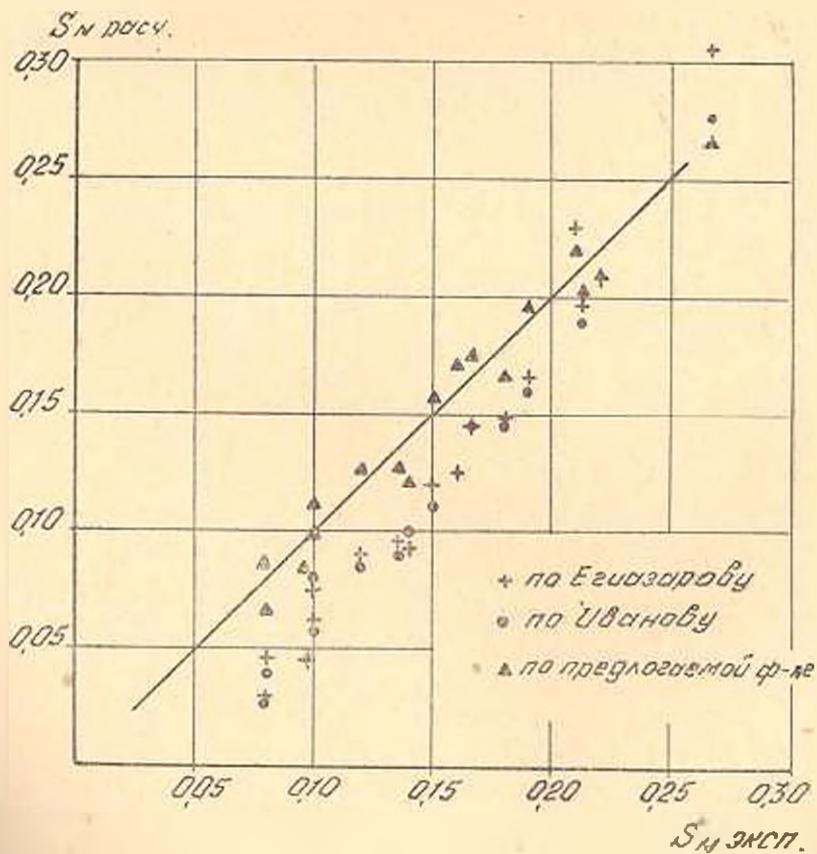


Рис. 6.

ным и многочисленных опытов на динамической модели показывают преимущество предлагаемой методики.

Водно-энергетический институт
АН Армянской ССР

Поступило 15 IV 1957

Կ. Խ. ՕՎՍԵՊՅԱՆ

ՄԵԿՈՒՍԱՑՎԱԾ ԱՇԽԱՏՈՂ ՀԻՊՐՈԱԳՐԵԳԱՏԻ ՎՐԱ ԲԵՌՆՎԱԾՔԻ
ԻՋՅՑՄԱՆ ԵՎ ԲԱՐՁՐԱՅՄԱՆ ՀԱՇՎԱՐԿԻ ՄԱՍԻՆ

Ու մ փ ո փ ո ռ լ մ

Հիպրոէնկերգոսիտակմաների դարգուցման հետ ափելի և սփելի մեծ նշանակություն է ստանում նրանց աշխատանքային աֆն սեփիմների ուսումնասիրությունը, սրանք սիտակմին բերում են ինչպես էլեկտրամագնիսական և էլեկտրամեխանիկական, այնպես էլ հիպրոմեխանիկական և հիպրավիկական ոչ ստացիոնար պրոցեսներին:

Այդ պրոցեսները արդյունք են էներգոսիտակի բևեմպումության հանկարծակի փոփոխման և տարածվում են սիտակմր կազմող բոլոր էլեմենտների մեջ, սկսած էլեկտրակարանի ճնշման խողովակաշարից մինչև էներգոսպառիչը, երևույթի արդյունքի տարածման հասանքով ոչ ստացիոնար պրոցեսներին ուսումնասիրությունները պետք է կատարվին կոմպլեքս ձևով, սրպեսզի հնարավոր լինի հաշվի առնել սիտակմի կազմով բոլոր էլեմենտների փոխադարձ ազդեցությունը երևույթի և միմյանց վրա:

Եման կոմպլեքս ուսումնասիրությունները կապված են մի շարք դժվարությունների հետ, ոչնէ՛ չկան թավական թվով էքսպերիմենտալ ավարներ, իսկ անալիտիկ ուսումնասիրությունը ոչ ստացիոնար սեփիմների մամահակ շտա բարդ է և հաճախ անհաղթանարելի:

Ամենարնդհանուր մեթոդը, որը բնդումված է հիպրոէնկերգոսիտակում ոչ ստացիոնար պրոցեսները հաշվելու համար, դա երևույթը արտահայտող դիֆերենցիալ համասարումների թվային ինտեգրումն է ըստ ժամանակի ինտերվալի: Հաշվային ալյ մեթոդը նախ շտա աշխատատար է և ալյա հնարավոր չէ խոստովել ինտերվալից ինտերվալ կատակիող սիտացից:

Հիպրոէլեկտրակարանի ուժային հանդուլլի ոչ ստացիոնար սեփիմների հաշվարկները սերա կապված են ժամանակավոր անհավասարաչափություն կամ ալյրեդատի թափքի մոմենտար սրոշելու հետ:

ժամանակավոր անհավասարաչափություն հարյր վազուց է գրավում հետադատողների աշարքությունը, բալլց մինչև հիմա չաուններ մի մեթոդ, որը կարելի փնիր համարել թավարար:

Եերկա հոդվածում ուսումնասիրվում է սիտակմից մեկուսացված աշխատող հիպրոալրեդատի բնթայրը՝ նրա բևսի հանկարծակի փոփոխման դեպքում: Եհնելով մեքենաների բնդհանուր դինամիկական համասարումից, ստացված է հիպրոալրեդատի (6) համասարումը, որը հաշվի է առնում հիպրոտարբինայի և բևսի բնաթողրերը:

4. *Картвелшвили М. А.* Временная неравномерность хода гидрогенераторных агрегатов. „Известия ВНИИ“, т. 53.
5. *Егнazarов И. В.* Гидроэнергетические силовые установки. ГЭИ, 1937 г.
6. *Егнazarов И. В.* Выбор водяных турбин при проектировании гидроэлектрических установок. „Вестник инженеров“, 1917 г., № 1 и 2.
7. *Гурбич Е. Ф.* Неравномерность хода агрегатов гидростанций. ГЭИ, 1949 г.
8. *Мостков М. А.* Основы теории гидроэлектрического проектирования. ГЭИ, 1948 г.
9. *Кривченко Г. И.* Гидравлический удар и рациональные режимы регулирования турбины гидроэлектростанций. ГЭИ, 1951 г.
10. *Бишкиров А. А.* О расчете неравномерности хода гидроэлектрического агрегата. „Гидротехническое строительство“, 1949 г., № 10.
11. *Иванов В. И.* Метод расчета временной неравномерности хода гидроагрегата. „Труды ВИГМ“, вып. XII, 1950 г.
12. *Блох Э. Ш.* Динамика лишней системы автоматического регулирования. ГИИТЛ, 1952 г.
13. *Бронштейн Н. И., Семендяев К. А.* Справочник по математике. 1954 г.