

ГИДРОТЕХНИКА

Գ. Գ. АРУТЮНЯН

АВАРИЙНОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ГИДРОТУРБИН КАК МЕРА  
 ПОВЫШЕНИЯ ДИНАМИЧЕСКОЙ УСТОЙЧИВОСТИ  
 ГИДРОЭЛЕКТРИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ

С увеличением дальности линий передач в сооружаемых мощных энергосистемах, объединяемых в единую энергетическую систему, весьма актуальным становится вопрос об использовании средств повышения динамической устойчивости гидроэлектрической системы. Одним из таких средств могло бы явиться быстрое уменьшение с помощью направляющего аппарата подводимой к турбине мощности в период аварийного режима. Этот способ является мало изученным и при его применении могут возникнуть трудности, связанные прежде всего с отрицательным влиянием гидравлического удара. Как показывают расчеты и эксперименты, закрытие направляющего аппарата в момент возникновения аварийного режима приводит к противоположному явлению: в связи с резким повышением напора в момент закрытия наблюдается увеличение мощности, подводимой к гидрогенератору, вместо ожидаемого ее уменьшения.

В статье исследуются возможности аварийного регулирования гидротурбин (с воздействием и без воздействия на систему возбуждения генератора) и определяется необходимый закон движения направляющего аппарата.

Экспериментальная часть работы проводилась на одной из электродинамических моделей энергосистем<sup>\*</sup>, созданных в ИЭМ АН СССР под руководством академика М. П. Костенко [1].

Влияние изменения мощности турбин на динамическую  
 устойчивость электрической системы

Для оценки эффекта повышения динамической устойчивости электропередачи путем изменения мощности турбины, рассмотрим результаты расчета движения ротора в первом цикле качаний. Расчет производился методом последовательных интервалов [4, 5] примени-

\* В ИЭМ АН СССР под руководством А. А. Воронова и А. А. Первомайского осуществлена простая электрическая модель трубопровода, предназначенная для исследования процессов автоматического регулирования [2, 3]. Физическое моделирование гидравлического удара осуществлено в ВЭНИ АН Армянской ССР под руководством И. В. Егнязарова [8].

тельно к электропередаче Куйбышев — Москва. В качестве аварийного режима рассматривалось трехфазное короткое замыкание длительностью 0,12 сек в начале линии передачи, которое устранялось двухсторонним отключением первого участка той параллельной цепи линии, на которой произошло короткое замыкание. Приемной системой служили линии бесконечной мощности. Расчеты были выполнены как для случая передачи по линии номинальной мощности\*, так и для случая передачи мощности, превышающей номинальную ( $P = 1,17P_n$ ). Предполагалось, что аварийное регулирование гидротурбины осуществляется с помощью специальных быстродействующих регулирующих приспособлений, которые приходят в действие лишь при авариях; после

устранения аварии нормальную работу обеспечивает регулятор скорости.

Наиболее удобным критерием для анализа процесса аварийного регулирования является избыток мощности турбины над отдаваемой электрической мощностью генератора.

Рассмотрим характер движения ротора без учета регулирования возбуждения (рис. 1, кривая  $\theta_1$ ) при постоянном моменте турбины. Для этого построим примерную картину изменения избытка мощности после аварии (кривая I) относительно установившегося доаварийного режима.

Как видно из рис. 1, при трехфазном коротком замыкании на зажимах

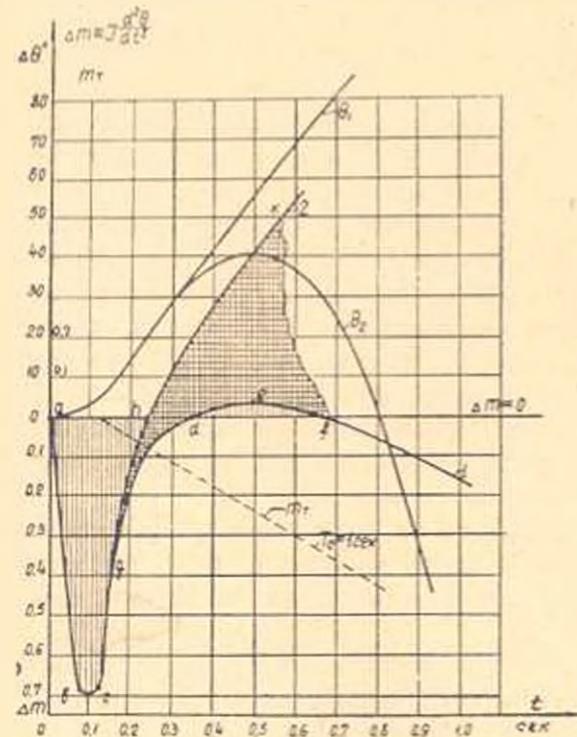


Рис. 1. Кривые избытка мощности и угла  $\theta$  в аварийном режиме (трехфазное короткое замыкание), построенные без учета гидравлического удара при воздействии на регулирующий орган турбины.

трансформатора (в начале линии передачи) отдаваемая мощность генератора снижается почти до нуля. Так как момент турбины при этом остается неизменным, то под действием избыточного момента ротор генератора ускоряется.

\* За базовую мощность принята установленная мощность 12 генераторов равная 1480 тыс. квт. Номинальная мощность, передаваемая по линии электропередачи  $P_n = 1155$  тыс. квт, что в относительных единицах составляет  $P_n = 0,777$ .

После отключения короткого замыкания через 0,12 сек ротор продолжает ускоряться и только в дальнейшем своем движении начинает тормозиться. В момент, когда мощности турбины и генератора равны (точка  $d$  на рис. 1), величина энергии, ускоряющей ротор, определяется площадью  $(a - b - c - g - d)$ . Энергия торможения, определяемая площадью  $d - e - f$ , оказывается меньше запасенной энергии и машина выпадает из синхронизма (кривая  $\theta_1$ ). Следовательно, система динамически неустойчива по отношению к данному виду нарушения режима работы.

Допустим теперь, что через 0,12 сек мы закрываем направляющий аппарат турбины с большой скоростью (постоянная времени сервомотора направляющего аппарата  $T_r = 1$  сек), момент турбины при этом, если не учитывать гидравлический удар, меняется по прямолинейному закону (рис. 1, прерывистая линия  $M_1$ ). Расчетная кривая избытка мощности (кривая  $a - b - c - g - h - k$ ) показывает, что площадь ускорения  $(a - b - c - g - h)$  уменьшилась на величину площади  $(h - g - d)$ , а площадь торможения  $(h - k - j)$  за небольшой промежуток времени значительно увеличилась. При этом мы получили устойчивый режим (кривая  $\theta_2$ ). Однако чрезмерное увеличение энергии торможения привело к увеличению отклонения ротора в области отрицательных скольжений. Понятно, что такое регулирование не является оптимальным, так как не способствует успокоению качаний: система может потерять устойчивость при последующих качаниях. Аварийное регулирование турбины должно не только ограничить первый вылет ротора, но и способствовать демпфированию последующих качаний.

Как видно из рис. 1, снижение мощности турбины в аварийном режиме в результате воздействия на ее регулирующий орган даст значительный эффект в смысле повышения устойчивости. Но после того, как отклонение ротора достигает максимального значения, дальнейшее снижение мощности турбины не только нецелесообразно, но и вредно, так как оно ухудшает последующий переходный процесс и при определенных условиях может привести к потере устойчивости в процессе восстановления прежнего момента турбины.

Как известно, одним из эффективных средств повышения динамической устойчивости является регулирование возбуждения синхронных генераторов, с помощью которого можно значительно уменьшить отклонение ротора при первом вылете (форсирование возбуждения) и получить быстрое загухание последующих качаний (регулирование возбуждения по различным параметрам и их производным).

Рассмотрим влияние форсирования возбуждения на характер движения ротора гидрогенератора в первом цикле качаний при отсутствии воздействия на регулирующий орган турбины, т. е. при постоянном значении момента турбины ( $M_T = \text{const}$ ).

На рис. 2 даны в относительных единицах кривые изменения напряжения  $U_b$  на зажимах возбuditеля при четырехкратном форсиро-

вании возбуждения ( $\Delta U_b = 3$ ) и постоянной времени возбудителя  $T_e = 0.1$  сек. Соответствующие им расчетные кривые изменения угла  $\theta$  при трехфазном к. з. в начале линии, постоянной времени обмотки возбуждения генератора  $T_{d0} = 5,5$  сек и начальной мощности  $P_0 = P_n = 0,777$  представлены на рис. 3 (прерывистые линии). Кривая 1 рис. 3 соответствует изменению угла  $\theta$  при длительном форсировании возбуждения и отсутствии развозбуждения  $U_b$  (рис. 2). В других случаях форсирование возбуждения осуществлялось в течение определен-

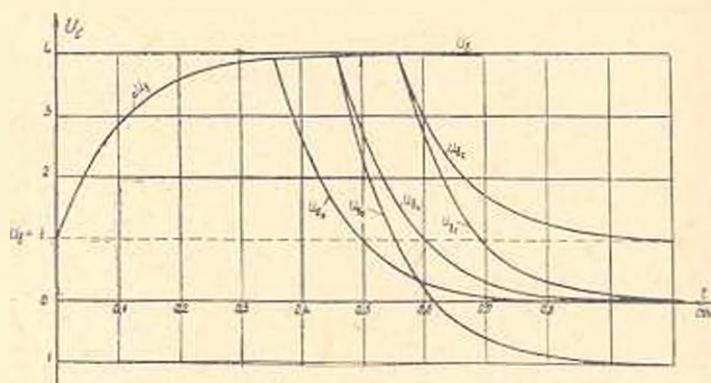


Рис. 2. Кривые изменения напряжения на кольцах ротора  $U_b = f(t)$  при различных длительностях форсирования интенсивностях развозбуждения.

ного времени ( $t_{0.5} = 0.46$  сек для кривых 3 и 4 рис. 3 и  $0.56$  сек для кривых 2 и 5), затем подавалось развозбуждение различной интенсивности (кривые  $U_{b,1}$ ,  $U_{b,2}$ ,  $U_{b,3}$ ,  $U_{b,4}$  рис. 2) для уменьшения отклонений угла  $\theta$  в области отрицательных скольжений.

Анализ полученных результатов показывает, что форсирование возбуждения и осуществляемое вслед за ним развозбуждение способствуют повышению динамической устойчивости. Однако из расчетов следует, что четырехкратный потолок форсирования возбуждения не может обеспечить максимально возможное повышение предела динамической устойчивости системы. Для дальнейшего повышения предела устойчивости требуются слишком большие потолки форсирования возбуждения, что нецелесообразно по техническим и экономическим соображениям.

Выше указывалось, что динамическая устойчивость может быть повышена посредством уменьшения в аварийном режиме момента, приложенного к турбине. Анализ движения ротора синхронного генератора в аварийных режимах показывает, что весь процесс аварийного регулирования турбины должен произойти весьма быстро, так как время, по истечению которого машина достигает первого максимального отклонения, составляет десятые доли секунды (в рассматриваемом случае  $0.7 - 0.8$  сек).

С другой стороны, импульс на открытие или закрытие направляющего аппарата турбины не может быть реализован мгновенно в

момент аварии, для этого необходимо некоторое время. Минимальное время запаздывания  $t_{мин}$  от подачи команды до начала движения сервомотора направляющего аппарата в расчетах было принято равным 0,12 сек. Следовательно, для уменьшения первого вылета ротора путем воздействия на регулирующий орган турбины остается промежуток времени порядка 0,6—0,7 сек, т. е. к системе управления, дающей импульс на изменение мощности при аварийном режиме, предъявляются весьма жесткие требования.

На рис. 3 представлены кривые *a, b, c, d, e* изменения угла  $\theta$  в

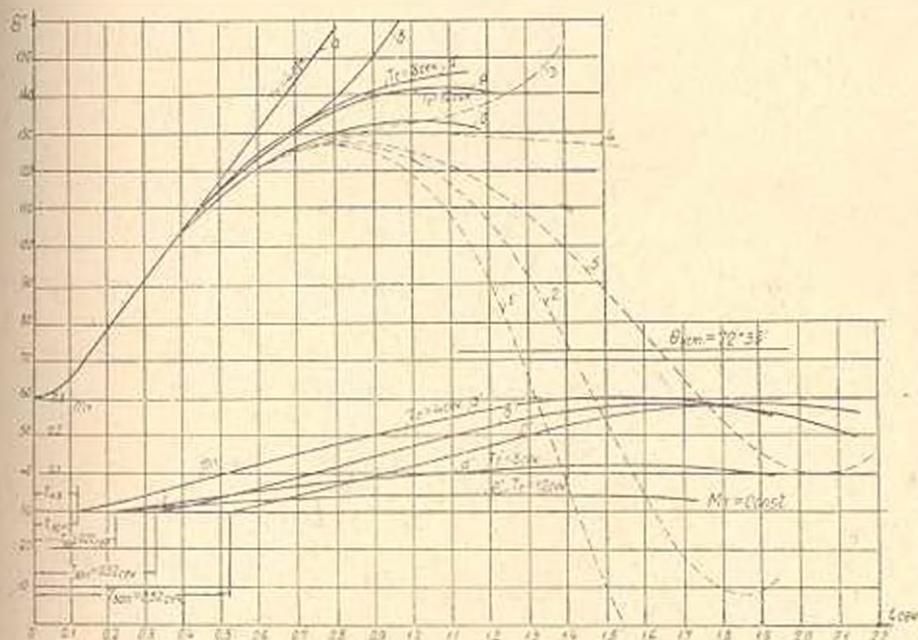


Рис. 3. Изменение угла  $\theta$  при трехфазном коротком замыкании в начале линии и номинальной мощности.

Кривые 1—5 при форсировании возбуждения и постоянном моменте турбины.

Кривые *a—e* при форсировании возбуждения и воздействии на направляющий аппарат в сторону закрытия.

послеаварийном режиме для различных случаев запаздывания и различной скорости движения направляющего аппарата (время запаздывания  $t_{зап}$  отсчитывается от момента возникновения аварии до начала изменения величины открытия направляющего аппарата).

Как видно из рис. 3 (кривые *a'—e'*), вследствие явления гидравлического удара при закрытии направляющего аппарата момент турбины сначала несколько возрастает ( $m_t > 0$ ) и лишь спустя некоторое время (порядка 1—1,5 сек) начинает уменьшаться\*.

Кривые *a, b, c* показывают изменение угла  $\theta$  при закрытии направляющего аппарата с одновременным воздействием на систему возбужде-

\* Кривые момента турбины рассчитывались методом, изложенным в приложении 8. I.

ния. Постоянная времени сервомотора направляющего аппарата  $T_c = 4$  сек.

Кривые  $d$ ,  $e$  характеризуют изменение угла  $\theta$  при запаздывании  $t_{\text{зап}} = 0,22$  сек и постоянных времени сервомотора соответственно  $T_c = 8$  сек и  $T_c = 12$  сек.

Сравнение кривых изменения угла  $\theta$  при постоянном моменте турбины (рис. 3, прерывистые линии) с кривыми изменения угла при закрытии направляющего аппарата показывает, что гидравлический удар оказывает заметное влияние на переходный процесс. Влияние гидравлического удара сказывается даже при сравнительно малых скоростях ( $T_c = 12$  сек) и больших запаздываниях ( $t_{\text{зап}} = 0,52$  сек) закрытия направляющего аппарата (кривые  $e - e'$  и  $c - c'$ ). Очевидно, что вследствие явления гидравлического удара увеличение скорости движения направляющего аппарата в сторону его закрытия не только не улучшает, но наоборот, резко ухудшает качество переходного процесса в системе и даже приводит к потере устойчивости (рис. 3, кривые  $a - a'$  и  $b - b'$ ).

Отсюда также ясно, что повышение динамической устойчивости и уменьшение отклонения ротора в первом полупериоде качаний с помощью закрытия направляющего аппарата гидротурбины принципиально неосуществимы из-за гидравлического удара.

### Определение закона движения направляющего аппарата при аварийном регулировании турбины

Естественно возникает вопрос, нельзя ли снизить мощность турбины в начальной стадии аварийного процесса не закрытием, а открытием направляющего аппарата, ибо в этом случае вследствие гидравлического удара получается понижение давления воды и, следовательно, снижение мощности турбины.

Наличие некоторого запаса (порядка 10—15%) в области больших открытий направляющего аппарата позволяет уменьшить мощность турбины в начальный момент аварии воздействием на направляющий аппарат в сторону его открытия. Однако следует учитывать, что открытие направляющего аппарата приводит к дальнейшему увеличению передаваемой мощности после аварии. Кроме того, как уже говорилось, нецелесообразно дальнейшее снижение мощности турбины после того, как первое отклонение угла  $\theta$  достигнет максимального значения.

Следовательно, момент турбины необходимо изменять по такому закону, при котором обеспечивается по возможности минимальный вылет ротора в первом полупериоде качаний, эффективное погашение последующих колебаний и, наконец, восстановление исходного значения момента.

Задаваясь законом изменения момента турбины, исходя из этих соображений, определим необходимый закон движения направляюще-

го аппарата. С этой целью напишем линеаризованное уравнение момента активной турбины с учетом гидравлического удара (см. приложение п. 2).

$$m_T = \frac{-2T_c P + 1}{T_c P + 1} \Delta \alpha, \quad (1)$$

где

$$P = \frac{d}{\alpha t}.$$

Одно из возможных аналитических выражений момента турбины, удовлетворяющее вышеизложенным требованиям, запишется так:

$$m_T = \Delta m_0 (e^{-\gamma t} - e^{-\beta t}), \quad (2)$$

где  $\Delta m_0$ ,  $\gamma$ ,  $\beta$  — постоянные коэффициенты, которые определяются методом подбора, исходя из конкретных условий задачи.

Подставим значение момента из уравнения (2) в уравнение (1)

$$\Delta m_0 (T_c P + 1) (e^{-\gamma t} - e^{-\beta t}) = (-2T_c P + 1) \Delta \alpha. \quad (3)$$

Решая уравнение (3), относительно  $\Delta \alpha$ , получим для закона движения направляющего аппарата следующее выражение:

$$\Delta \alpha = \frac{2T_c A}{1 - 2T_c \gamma} (e^{-\gamma t} - e^{-2T_c \gamma t}) + \frac{2T_c B}{1 - 2T_c \beta} (e^{-\beta t} - e^{-2T_c \beta t}). \quad (4)$$

Начальные условия будут следующие:

$$\text{при } t = 0, \quad m_T = 0, \quad \Delta \alpha = 0,$$

$$\text{где } A = \frac{\Delta m_0 (1 - \gamma T_c)}{2T_c}; \quad B = \frac{-\Delta m_0 (1 - \beta T_c)}{2T_c}.$$

На рис. 4 представлена кривая изменения момента турбины  $m_T$ , рассчитанная по уравнению (2), и соответствующая кривая движения направляющего аппарата  $\Delta \alpha$ , рассчитанная по уравнению (4), применительно к конкретной задаче.

Как видно из рис. 4, кривую движения направляющего аппарата ( $\Delta \alpha$ ) технически целесообразнее заменить более простой ломаной линией, состоящей из двух прямых отрезков различного наклона. Это значит, что сервомотор первоначально должен двигаться на открытие с постоянной скоростью, определяемой временем сервомотора  $T_c$ , а затем на закрытие со скоростью, определяемой постоянной времени сервомотора  $T_c$  (рис. 5).

На рис. 5 приведена расчетная кривая изменения угла при программном регулировании турбины без воздействия на систему возбуждения генератора. Как уже говорилось, при передаче номинальной мощности для рассматриваемого вида аварии система неустойчива, если не воздействовать на систему возбуждения (кривая  $a$ , рис. 5).



Кривая (*b*) изменения угла  $\theta$  получена при изменении открытия направляющего аппарата. Закон изменения открытия ( $\Delta\alpha$ ), а также соответствующая кривая изменения момента ( $M_T$ ) показаны на том же рисунке<sup>\*)</sup>.

Как видно из рис. 5 (кривая *b*), при надлежащем изменении открытия направляющего аппарата система оказывается динамически устойчивой даже при отсутствии регулирования возбуждения и, кроме того, получается значительное улучшение переходного процесса.

Очевидно, что выбранный закон изменения момента турбины удовлетворяет основным требованиям улучшения переходного процесса, а именно: уменьшает вылет ротора в первом полцикле качаний, способствует гашению последующих колебаний ротора и восстанавливает исходное значение момента. Возвратимся вновь к уже рассматривавшемуся ранее случаю, когда в аварийном режиме при  $P_0 = P_n$ , воздействие на направляющий аппарат производится в сочетании с форсированием возбуждения, осуществляемым по кривой  $U_{02}$ , рис. 2. Мы видели, что при отсутствии воздействия на направляющий аппарат система была динамически устойчива, при этом максимальное отклонение угла  $\theta$  достигло  $\approx 130^\circ$  (кривая 5, рис. 3). В этом же случае, но при закрытии направляющего аппарата, устойчивость нарушалась вследствие явления гидравлического удара (кривая *a*, рис. 3).

Рассмотрим теперь случай, когда наряду с регулированием возбуждения осуществляется программное регулирование турбины по установленному выше закону. На рис. 5 показан закон изменения открытия направляющего аппарата  $\Delta\alpha$  при постоянных времени сервомотора  $T_d = 2$  сек и  $T_c = 20$  сек и при запаздывании  $t_{\text{зам}} = 0,12$  сек, а также соответствующая кривая 2 измерения угла  $\theta$ . На этом же рисунке дана кривая 1 изменения угла  $\theta$  при отсутствии воздействия на направляющий аппарат, соответствующая кривой 5, рис. 3. Сравнение кривых 1 и 2, рис. 5, показывает, насколько эффективно действует программное регулирование турбины на переходный процесс при наличии одновременного воздействия на систему возбуждения. Максимальное отклонение угла  $\theta$  при постоянном моменте турбины (кривая 1) уменьшилось при программном регулировании турбины (кривая 2) со  $130^\circ$  до  $110^\circ$ .

В заключение рассмотрим случай, когда трехфазное короткое замыкание в начале линии передачи происходит при мощности, значительно превышающей номинальную ( $P = 1,17P_n$ ). В этом случае при четырехкратном форсировании возбуждения, но при отсутствии программного регулирования турбины, система динамически неустойчива (кривая 3, рис. 5). При осуществлении программного регулирования направляющего аппарата по закону, показанному на рис. 5 прерывистой линией ( $T_d = 1$  сек,  $T_c = 20$  сек,  $t_{\text{зам}} = 0,12$  сек), система становится динамически устойчивой (кривая 4, рис. 5). Следовательно,

<sup>\*)</sup> Расчет кривой момента турбины выполнен по методике, изложенной в приложении п. 1.

программное регулирование турбины позволяет значительно повысить динамическую устойчивость.

Аналогичные выводы могут быть сделаны на основании материалов опытных исследований на электродинамической модели. Анализ осциллограмм показал, что при передаче номинальной мощности и без аварийного регулирования возбуждения и воздействия на регулирующий орган турбины система динамически неустойчива. При тех же условиях, но при программном регулировании направляющего аппарата, система становится динамически устойчивой. При одновременном воздействии на систему возбуждения и на направляющий аппарат и том же аварийном режиме, устойчивая работа системы сохраняется в случае передачи мощности, превышающей номинальную, причем переход на новый режим работы сопровождается очень слабыми колебаниями угла.

Качественное совпадение расчетных и экспериментальных данных показывает правильность установленного закона движения направляющего аппарата при аварийных режимах электропередачи.

### В ы в о д ы

На основании теоретического анализа и экспериментальных данных можно сделать следующие выводы:

1. Гидравлический удар вследствие изменения открытия направляющего аппарата оказывает заметное влияние на характер движения ротора в послеаварийном режиме.

2. Вследствие явления гидравлического удара, повышение скорости движения направляющего аппарата в сторону его закрытия не улучшает, а наоборот, резко ухудшает качество переходного процесса в системе и может даже привести к потере устойчивости. Поэтому повышение динамической устойчивости электропередачи при аварийных режимах воздействием на направляющий аппарат в сторону его закрытия оказывается принципиально невозможным.

3. Наличие некоторого запаса в области больших открытий направляющего аппарата позволяет при программном регулировании направляющего аппарата повышать динамическую устойчивость системы и улучшать качество переходного процесса.

4. Программное регулирование направляющего аппарата гидротурбины наиболее эффективно в сочетании с надлежащим регулированием возбуждения синхронных генераторов. Такое регулирование уменьшает отклонение ротора при первом вылете и способствует эффективному гашению колебаний в последующих циклах, благодаря чему оказывается возможным дальнейшее увеличение предела динамической устойчивости электропередач.

5. Программное регулирование турбины в аварийных режимах дает возможность уменьшить необходимые кратности форсирования поз-

ожуждения и тем самым упростить и удешевить системы возбуждения синхронных генераторов, работающих на дальние линии.

### Д о п о л н е н и е

1. Методика расчета изменения движущего момента поворотно-лопастной турбины при аварийном режиме (расчет производится в относительных единицах).

При расчете вводятся следующие упрощения:

1) Изменение поворота лопастей рабочего колеса, вызванное перемещением сервомотора направляющего аппарата, определяется из характеристики комбинаторной зависимости и сервомотора рабочего колеса [6].

$$\Delta\psi = \frac{k}{T_s p + 1} \quad (a)$$

где  $\Delta\psi$  — относительное изменение поворота лопастей рабочего колеса,

$\Delta\alpha$  — относительное изменение открытия направляющего аппарата,

$k$  — коэффициент наклона комбинаторной зависимости (при  $H = \text{const}$ ) и

$T_s$  — постоянная времени сервомотора рабочего колеса.

2) Расходная характеристика турбины используется в виде:

$$1 + q = q_1 \sqrt{1 + \xi} \quad (b)$$

где  $q = \frac{Q - Q_0}{Q_0}$  — расход воды через турбину.

$$\xi = \frac{H - H_0}{H_0} \text{ — напор.}$$

$H_0$  и  $Q_0$  — значение напора и расхода в установившемся режиме.

$q_1$  — приведенный расход [7].

3) Рассматривается схема эквивалентного простого трубопровода, присоединенного одним концом к напорному бассейну бесконечной емкости, а другим к турбине [9].

Уравнение трубопровода используется в форме Аллиевии [10, 11]

$$z_{-1} + z = \rho (q_{-1} - q_1) \quad (c)$$

где  $\rho$  — ударная характеристика трубопровода и

$z$  — фаза гидравлического удара.

4) Расчет относительного изменения момента производится в соответствии с формулой:

$$1 + m_T = (1 + q)(1 + z) \quad (d)$$

т. е. пренебрегая изменением скорости вращения турбины (в заданном диапазоне регулирования) и изменением к. п. д.

Порядок расчета момента турбины следующий. Допустим, что закон движения направляющего аппарата в общем случае определяет-



и  $\psi(t)$  определяем приведенный расход  $q_1(t)$  во времени (характеристики получены путем перерасчета пропеллерных характеристик рабочего колеса турбины при постоянном напоре  $H = \text{const}$  и числе оборотов  $n = \text{const}$ ).

Дальнейший расчет ведется пофазно при использовании рекуррентного соотношения

$$\xi_i + 1 = \left( -\frac{q_i}{2} + \sqrt{1 - \frac{q_i^2}{4} + \rho q_{i-1} \sqrt{\xi_{i-1} + 1 - \xi_{i-1}}} \right)^2,$$

которое легко может быть получено из уравнений (в) и (с).

По значению  $\xi_i$  вычисляем  $q_{i+1}$ , вновь используя уравнение (в) и далее значение  $m_i$  по уравнению (д).

II. Упрощенное уравнение момента турбины.

Для определения закона движения направляющего аппарата использовалось соотношение, связывающее изменение момента турбины и перемещение направляющего аппарата (1). Оно может быть получено при некоторых упрощениях, а именно, пренебрегая влиянием перемещения лопастей рабочего колеса, т. е. используя равенство

$$1 + q = (1 + \Delta x) \sqrt{1 - \xi}.$$

Линеаризуя уравнение (д) находим

$$m_T = q + \xi.$$

Записывая уравнение грубопровода без учета упругости жидкости и стенок (в форме Стодола) [2] будем иметь

$$\xi = -2T_c \frac{dq}{dt}; \quad \text{где} \quad T_c = \frac{L}{g}.$$

Отсюда непосредственно следует, что

$$m_T = \frac{-2T_c P + 1}{T_c P + 1} \Delta x.$$

Водно-энергетический институт  
АН Армянской ССР

Հ. Յ. ՀԱՐՈՒԹՅՈՒՆՅԱՆ

ՀԻՊՐՈՏՏԻԲԻՆԵՐԻ ՎԹԱՐԱՅԻՆ ԿԱՆՈՆԱՎՈՐՈՒՄԸ ՈՐՊԵՍ  
ՀԻՊՐՈՂԵԿՏՐԱԿԱՆ ՄԻՍՏԵՄԻՆԵՐԻ ԿԵՆՏՐՈՆԱԿԱՆ ԿԱՅՈՒՆՈՒԹՅՈՒՆ  
ԸՆԴՁՐԱՅՄԱՆ ՄԻՋՈՑ

Ա Վ Փ Ո Փ Ո Ւ Մ

Մոլորաբար էլեկտրաէնէրգորգումերի վթարային սեմիմերի գինամի-  
կական կայունությունը բարձրագլում է գեներատորի զրգսիչի նստանքի  
կանոնադրմամբ: Այդպիսի կանոնադրումը էրկար էլեկտրաէնէրգուման

զծերի ղեկաքում պահանջում է զրգոխի շատ բարձր սխառեմ և զժխարացնում նրա շահագործումը:

Էլեկտրահզորության ղինամիկական կայունությունն բարձրացման համար կարելի է օգտագործել և այլ միջոցներ, որոնցից մեկը համարվում է տուրբինի պատող մոմենտի փոքրացումը՝ նրա ուղղիչ ապարատի արագ փակման միջոցով:

Բայց ինչպես հայտնի է, զններատորի վթարային բևոնաթափման ղեկաքում, տուրբինի ուղղիչ ապարատի բացվածքը՝ նետևարար և ելրփոքրանում է, իսկ ճնշումը՝ ավելանում:

Ելրի և ճնշման այդ փոփոխությունները վթարային ուժի մի սկզբնական վայրկյաններում առաջացնում են տուրբինի պատող մոմենտի աճ, որը ամբողջ սխառեմին կարող է կայունությունից դուրս բերել:

Սրանցից պատող մոմենտի այդ ուժը չլինի, իողմանում առաջարկվում է տուրբինի կանոնավորման մի նոր մեթոդ, որի համաձայն վթարի ղեկաքում սկզբում նրա ուղղիչ ապարատի բացվածքը մեծացվում է, առաջացնելով նրա մեջ ճնշման անկում, և ապա փոքրացվում:

Տուրբինի կանոնավորման այդ մեթոդը, ինչպես ցույց են տվել իողմանում բերված տեղական և փորձնական կարերը, յուսականին մեղմացնում է ճիղրալարիկական հարվածի ազդեցությունը կանոնավորման ուժի մի և փոքրացնում ազրեզատի պատյանների թվի աճը, այլպիսով բարձրացնելով նրա կայունությունը:

Կանոնավորման այդ մեթոդը պահանջում է տուրբինի ուղղիչ ապարատի շարժման մի յուրովի օրենք, որի հաշվման համար իողմանում բերվում է համապատասխան բանաձև:

Այլպիսի կանոնավորումը, ղողակցելով զններատորի զրգոխի կանոնավորմանը, օժանդակում է սխառեմի աատանումների արագ մարմանը և ննարավորություն է տալիս ավելացնելու նրա ղինամիկական կայունության սահմանումը:

## Л И Т Е Р А Т У Р А

1. Костенко М. П. Моделирование электромагнитного обнудования при изучении устойчивости параллельной работы энергосистем, связанных с дальними линиями передачи. Известия АН СССР, ОТН, 1953, 12.
2. Первовацкий А. А., Подулкин Р. А. Моделирование явления гидравлического удара в напорных турбопроводах гидроэлектростанций. Автоматика и телемеханика, т. XVIII, 1956, 4.
3. Воронов А. А., Первовацкий А. А., Смирнов В. В. Электродинамическая модель гидравлической турбины и ее регулятора скорости. Известия АН СССР, ОТН, 1956, 1.
4. Жданов Н. С. Устойчивость электрических систем. Госэнергоиздат, 1948.
5. Лебедев С. А., Жданов Н. С. Устойчивость параллельной работы электрических систем. Энергоиздат, 1934.
6. Гаркави Ю. Е., Смирнов М. И. Регулирование гидротурбин, Машгиз, 1951.
7. Гайда А. Электрогидравлический регулятор водных турбин, Автоматическое регулирование. Сборник материалов конференции в Кривополье, 1961.
8. Гущиноров И. В. Моделирование явления неустановившегося волнового движения безинерционного и инерционного потоков. Известия АН СССР, ОТН, 1953.

9. Жмудь А. Е. Гидравлический удар в гидротурбинных установках. Госэнергоиздат, 1953.
10. Мостков М. А., Башкиров Л. А. Расчет гидравлического удара. Госэнергоиздат, 1952.
11. Картвелишвили Н. А. Неустойчивые режимы в силовых узлах гидротехнических станций. Госэнергоиздат, 1962.