Доклады Академии Наук СССР
1950. Том LXXV, № 5

ГИДРАВЛИКА

Н. А. КАРТВЕЛИШВИЛИ

О ВРЕМЕННОЙ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РЕГУЛИРОВАНИЯ ГИДРОТУРБИН, В ЧАСТНОСТИ СВЕРХБЫСТРОХОДНЫХ

(Представлено академиком А. И. Некрасовым 19 X 1950)

Вопросу временной неравномерности регулирования гидротурбин посвящено довольно большое число работ, но во всех этих работах дается весьма нестрогое и часто неточное решение задачи, либо она решается численным или графическим интегрированием соответствующих уравнений. Данная заметка имеет целью показать, что указанная задача более или менее строго может быть решена в квадратурах при достаточно общих предположениях.

Пусть в результате какой-либо аварии произошло разделение энергетической системы, после которого n каких-либо генераторных агрегатов остались в параллельной работе друг с другом, отделившись от системы. Считая электрические связи между всеми этими агрегатами абсолютно жесткими, уравнению баланса мощностей можно придать следующий вид:

$$\sum_{i=1}^{n} \lambda_i M_i = P + T\frac{d\varphi}{dt}, \tag{1}$$

где M — момент турбины, выраженный в долях ее номинального момента; λ_i — отношение номинальной мощности i-го агрегата к сумме номинальных мощностей рассматриваемых генераторных агрегатов; φ — отношение фактической частоты генерируемого тока к номинальной частоте; P — суммарный электрический момент сопротивления сети; T — общая постоянная инерции, равная $\Sigma\lambda_i T_i$, где T_i — постоянные инерции отдельных агрегатов (как генераторных, так и моторных); t — время.

В единственно интересном с точки зрения определения наибольшей временной неравномерности случае, когда нагрузка меняется толчком в момент аварии, после чего ее состав больше не изменяется, величину P можно считать заданной функцией φ (если состав нагрузки изменяется, то P будет зависеть еще и от t).

При данном открытии регулирующих органов турбины $\alpha = \text{const}$ и номинальном числе ее оборотов зависимость мощности турбины от ее напора практически всегда линейна. Из этого следует [1], что при переменном числе оборотов будет:

$$M = A\xi - B\varphi^2, \tag{2}$$

где ξ — напор в турбине в долях от своего номинального значения, а A и B — некоторые функции открытия турбины α. Для подавляющего большинства турбин все прямые $\alpha = \text{const}$, выражающие указанную закономерность, сходятся практически в одну точку, в этом случае зависимость (2) может быть приведена к виду

$$M = \frac{\xi - \varphi^2 a}{1 - a} C - b\varphi^2, \tag{3}$$

где C есть функция α, а a и b — постоянные для данной турбины параметры. Однако для некоторых сверхбыстроходных радиально-осевых и пропеллерных турбин пересечение всех прямых $\alpha = \text{const}$ в одной точке не имеет места, поэтому мы и будем пользоваться не зависимостью (3), а более общей зависимостью (2).

Далее, сверхбыстроходные турбины применяются в установках низкого напора, имеющих, как правило, очень короткие трубопроводы или не имеющих их совсем. В таких случаях нельзя считать, что при неустановившемся режиме давления во всех сечениях спирали одинаковы, как это предполагается формулой (2).

Поскольку в настоящее время нет экспериментальных или теоретических данных, которые позволяли бы внести в формулу (2) точные коррективы на различие давлений в различных сечениях спирали при гидравлическом ударе, то мы примем простейшее и вполне естественное предположение, что момент турбины определяется средним по длине спирали значением динамического напора, т. е. что для рассматриваемых условий формула (2) должна иметь вид:

$$M = A\left(1 + \frac{1}{L}\int_0^L \Delta\xi\, dx\right) - B\varphi^2, \tag{4}$$

где L — полная длина спирали; x — расстояния, отмеряемые по оси спирали; $\Delta\xi = \xi - 1$ — величина гидравлического удара. Обозначим через $\Delta\xi'$ и $\Delta\xi''$ значения $\Delta\xi$, соответственно, в начале и в конце спирали. При малой длине проточной системы (понимая под этим трубопровод, спиральную камеру турбины и ее всасывающую трубу), т. е. при малой длительности фазы гидравлического удара по сравнению с временем регулирования турбины, удар можно рассматривать как жесткий. Можно показать, что в этом случае вполне достаточную точность дают следующие предположения:

1) $\Delta\xi' = \chi\Delta\xi''$, где $\chi = \dfrac{\sigma_T + \sigma_A}{\sigma_T + \sigma_S + \sigma_A}$, а σ_T, σ_A и σ_S суть, соответственно, „сумма эль-ве“ трубопровода, всасывающей трубы и спирали;

2) величина $\Delta\xi$ изменяется по длине спирали по линейному закону;

3) величина $\Delta\xi''$ может быть определена с помощью обычных формул расчета гидравлического удара, по общей „сумме эль-ве“ всей проточной системы.

В тех случаях, когда приходится считаться с упругими свойствами воды и проточной системы, т. е. при длинных трубопроводах, можно считать, что $\Delta\xi' = \Delta\xi''$, а так как при длинных трубопроводах $\chi \cong 1$, то соотношение $\Delta\xi' = \chi\Delta\xi''$ сохраняет силу во всех случаях.

Теперь формулу (4) можно представить в виде:

$$M = A(1 + \mu\Delta\xi'') - B\varphi^2, \tag{5}$$

где $\mu = \dfrac{1+\chi}{2}$.

Из выражений (1) и (5)

$$\sum_{i=1}^{n} \lambda_i A_i (1 + \mu_i \Delta\xi_i'') - \varphi^2 \sum_{i=1}^{n} \lambda_i B_i = P(\varphi) + T\frac{d\varphi}{dt}. \tag{6}$$

Открытие каждой турбины α_i можно считать заданной функцией времени, $\alpha_i = \alpha_i(t)$, следовательно, величины A_i и B_i, являющиеся функциями α_i, также могут рассматриваться как заданные функции времени. Заданными функциями времени можно считать и величины $\Delta\xi_i''$, так как влияние на гидравлический удар зависимости расхода турбины от числа ее оборотов крайне незначительно ([2,3]), и потому, при данной зависимости $\alpha_i = \alpha_i(t)$, гидравлический удар в проточной системе i-го агрегата может быть рассчитан заблаговременно. Однако данный сброс или наброс нагрузки, являющийся следствием аварии, воспринимается обычно одним, например, n-м агрегатом, в этом случае при $i \neq n$ $\alpha_i = \text{const}$, $A_i = \text{const}$, $B_i = \text{const}$, $\Delta\xi_i'' = 0$ и при $i = n$ $\alpha_n = \alpha_n(t)$, $A_n = A_n(t)$, $B_n = B_n(t)$, $\Delta\xi_n'' = \Delta\xi_n''(t)$.

Независимо от числа агрегатов, воспринимающих данный сброс или наброс нагрузки, величины

$$F_1(t) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i B_i, \tag{7}$$

$$F_2(t) = \sum_{i=1}^{n} \lambda_i A_i (1 + \mu_i \Delta\xi_i'') \tag{8}$$

являются заданными функциями времени. Раскладывая $P(\varphi)$ в ряд по степеням $\Delta\varphi = \varphi - 1$:

$$P(\varphi) = P(1) + c\Delta\varphi + c_1\Delta\varphi^2 + c_2\Delta\varphi^3 + \ldots$$

и пренебрегая высшими степенями $\Delta\varphi$ в этом разложении и в выражении

$$\varphi^2 = (1 + \Delta\varphi)^2 = 1 + 2\Delta\varphi + \Delta\varphi^2,$$

что, как известно, приводит к ничтожной ошибке, если $|\Delta\varphi| < 0{,}5$, приведем уравнение (6) к виду

$$T\frac{d\Delta\varphi}{dt} + \Phi(t)\,\Delta\varphi + \Psi(t) = 0, \tag{9}$$

где

$$\Phi(t) = c + 2F_1(t), \tag{10}$$

$$\Psi(t) = \Delta P + [F_1(t) - F_1(0)] - [F_2(t) - F_2(0)], \tag{11}$$

причем $\Delta P = P(1) - P_0$. Здесь P_0 есть нагрузка, которую рассматриваемые n агрегатов несли до аварии, равная $F_2(0) - F_1(0)$, а $P(1)$ — изменившаяся в результате аварии нагрузка.

Из уравнения (9):

$$\Delta\varphi(t) = -\frac{1}{T}\exp\left[-\frac{1}{T}\int_0^t \Phi(t)\,dt\right]\cdot\int_0^t \exp\left[\frac{1}{T}\int_0^t \Phi(t)\,dt\right]\Psi(t)\,dt. \tag{12}$$

Формула (12) и есть искомая общая формула.

В конкретных частных случаях входящие в нее интегралы приводятся к известным высшим трансцендентным и элементарным функциям. Для случая, когда моментная характеристика турбины выражается формулой (3), такое решение дается в работе ([3]).

Формула (12) сохраняет силу и для поворотнолопастных турбин. В этом случае параметры A и B будут зависеть не только от открытия направляющего аппарата турбины α, но и от угла β наклона рабочих лопаток. Однако, если закон изменения величины α задан, то этим самым однозначно задан и закон изменения β. Поэтому и в данном случае величины A и B могут рассматриваться как заданные функции времени, что и является достаточным условием применимости формулы (12).

Поступило
25 IX 1950

ЦИТИРОВАННАЯ ЛИТЕРАТУРА

[1] В. Н. Пенегин, Гидравлические двигатели, 1934, стр. 66. [2] Г. И. Кривченко, Гидротехническое строительство, № 10 (1947). [3] Н. А. Картвелишвили, Переходные процессы в силовых узлах гидроэлектрических станций. Диссертация, Ленинградск. политехн. ин-т, 1950.