

О НАБОРЕ ЦИРКУЛЯЦИОННЫХ НАСОСОВ ТЕПЛОВЫХ ЭЛЕКТРОСТАНЦИЙ

В. А. БЕЛЫЙ

В последнее время при проектировании станций большое внимание уделяется снижению напора циркуляционных насосов, что способствует уменьшению расходов на собственные нужды. Особенно важно значение данного вопроса приобретает для станций мощностью 1,2—2,4 *млн. квт.* Расчеты показывают, что на таких станциях каждый метр напора насосов вызывает затраты электроэнергии на собственные нужды порядка 600—1180 *квт.*

Можно считать, что для мощных конденсационных станций напор циркуляционных насосов состоит из следующих двух основных частей: гидравлического напора в полумея воды и гидравлического сопротивления всей системы, кроме конденсатора, т. е. напора гидравлического сопротивления самого конденсатора. Величина первой части напора зависит от степени приближения главного корпуса к источнику водоснабжения, соответствующего заглубления конденсационного помещения, примененная рационально типа подвода воды в машинный зал и для разных станций колеблется в пределах 4—7 м, доходя в отдельных случаях до 10—13 м.

Вторая часть напора — гидравлическое сопротивление конденсатора — зависит в основном от числа ходов воды и колеблется в пределах от 2,5 до 5 м. Таким образом, для правильно спроектированных станций, когда общий напор насосов сравнительно небольшой, основным его должно составлять гидравлическое сопротивление конденсатора. Отношение первой части напора ко второй, для разных условий составляет

$$\xi = \frac{\Delta H}{H_c} \approx 0,3 - 0,5.$$

Поэтому при проектировании необходимо уделять значительное внимание правильному выбору конденсатора. К сожалению, в настоящее время технико-экономического выбора числа ходов воды не производится ввиду сложности расчетов. Проектные организации при разработке системы водоснабжения принимают те конденсаторы, которые поставляются заводом с турбинами.

Поэтому сейчас наибольшее распространение получают двухходовые конденсаторы, что в ряде случаев проектирования станций не дает правильного решения и приводит впоследствии к излишним расходам электроэнергии на собственные нужды, особенно при малых ξ .

Представляется наиболее правильным, чтобы проектные организации при разработке системы водоснабжения прорабатывали бы вопрос выбора рационального типа конденсатора применительно к конкретным местным условиям, чего не могут делать заводы. В первом приближении вопрос о типе конденсатора может быть решен, исходя из следующих сравнительно простых соображений [1]. При отсутствии каких-либо ограничений для турбины можно использовать одно- и двухходовой конденсатор. Спроектировать конденсаторы можно так, что будет наблюдаться: а) равенство их поверхностей охлаждения, чему соответствуют температурные напоры одноходового конденсатора Δt_{k1}^* и двухходового Δt_{k2} ; б) равенство затрат энергии на перекачку охлаждающей воды, чему соответствуют температурные напоры Δt_{k1}^* для одноходового и Δt_{k2} для двухходового конденсаторов.

Эти два условия позволяют примерно установить области рационального использования одноходовых ($z = 1$) и двухходовых ($z = 2$) конденсаторов. Действительно, если будет соблюдаться неравенство:

$$\Delta t_{k1}^* > \Delta t_{k2} > \Delta t_{k1}^*$$

то выгоднее применить конденсатор с $z = 1$, при обратном неравенстве — $z = 2$. Индексы „н“ и „в“ показывают, что данная величина относится к условию нижней или верхней границы. Связь между температурными напорами одно- и двухходового конденсаторов для граничных условий легко устанавливается. Для этого можно предположить, что основные конструктивные характеристики конденсаторов и условия их работы одинаковы. Тогда, воспользовавшись известным выражением доктора технических наук И. Д. Бермана для коэффициента теплопередачи

$$k = 3500 - 0,22 \cdot \log t_1 - 0,2 \cdot \log \delta$$

получаем связь для нижней границы

$$H_{k1} \cdot \left(\frac{\delta - \Delta t_{k1}^*}{\delta} \right)^{0,2} = \left(\frac{\delta - \Delta t_{k2}}{\delta} \right)^{0,2} \cdot \ln \frac{\delta}{\Delta t_{k2}}$$

и для верхней

$$\ln \left(\frac{t_1 - t_2}{\Delta t_{k2}} \right)^{0,2} \cdot \left[(1 - \beta) \frac{\delta - \Delta t_{k1}^*}{\delta - \Delta t_{k2}} - \beta \right] = \ln \left(\frac{\delta - \Delta t_{k2}}{\delta} \right)^{0,2}$$

Здесь обозначено:

$\beta = t_1 - t_2$ — разность между температурой насыщения пара по давлению в конденсаторе и температурой охлаждающей воды на входе;

$\beta = \frac{\Delta H_2}{H_{k2}}$ — отношение гидравлического сопротивления всей системы за исключением конденсатора к гидравлическому сопротивлению конденсатора в случае $z = 2$.

В случае $z = 2$ $\beta = 0,5 \cdot \left(1 - 0,1 \cdot \frac{35 - t_1}{35} \right)^2$.

Вместо β можно использовать коэффициент $\alpha = 0,96 \cdot (1 - 0,15 \cdot t_1) = \text{коэффициент}$

та, зависящее от начальной температуры охлаждающей воды

Пользуясь полученными уравнениями, на рис. 1 для примера $p_c = 0,03 \text{ атм}$ и $t_c = 10^\circ\text{C}$ построим график, с помощью которого можно установить для конкретных условий проектируемой станции оптимальное ε число ходов воды. Для этой цели необходимо произвести прикидочный расчет $H_{\text{в2}}$ и ΔH_2 для случая использования двухходового конденсатора, чаще всего поставляемого заводом с турбиной. Затем по $\Delta t_{\text{в2}}$ и ε устанавливается наличие или отсутствие зоны выгодного применения $\varepsilon = 1$.

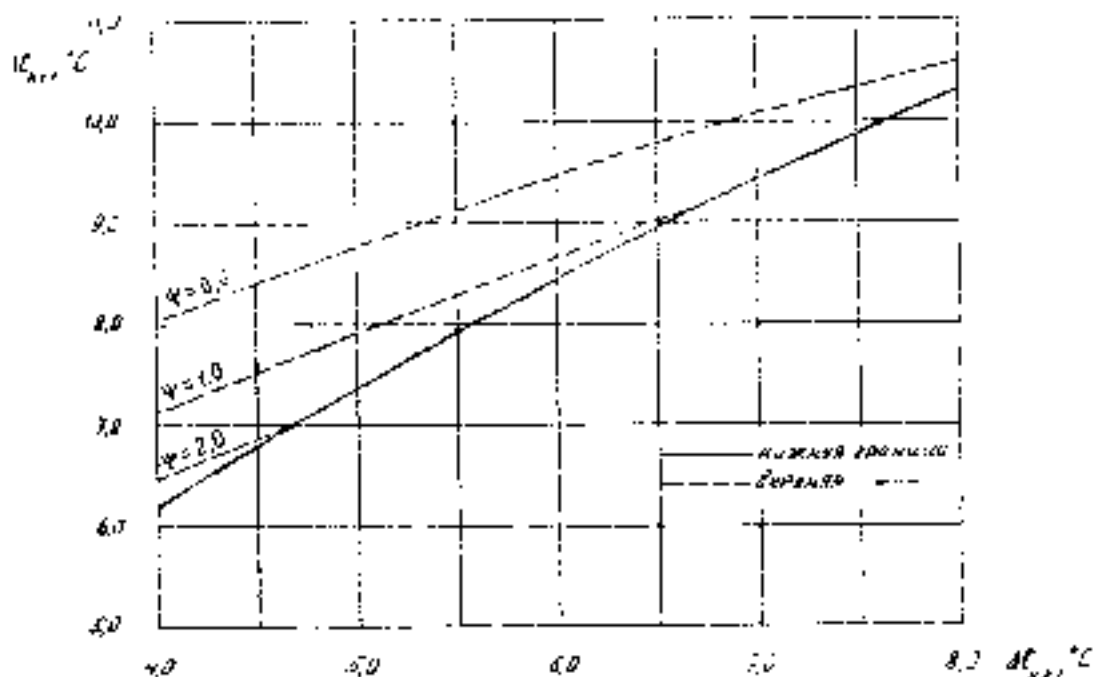


Рис. 1

Подобные прикидочные расчеты всегда могут быть приведены проектной организацией и позволят правильно подойти к выбору типа конденсатора, в том смысле добиться снижения напора циркуляционных насосов и, следовательно, расхода энергии на собственные нужды.

Выше указывалось, что вывод приведенных формул сделан в предположении одинаковых конструктивных форм сравниваемых конденсаторов, что, безусловно, в целом ряде случаев неправильно. Предлагаемая методика может быть аналогичным образом использована и для сравнения конденсаторов, например, с различными размерами конденсаторных трубок и т. д.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. П. Буланов. Об одно- и двухходовых полеральных конденсаторах и радиальных системах ЦСТН, книга 7. Конденсаторы паровых турбин, 1947.