

ВЫБОР ЧИСЛА ХОДОВ ВОДЫ У ПОВЕРХНОСТНЫХ КОНДЕНСАТОРОВ

В. А. БРАГИН

(Представлено заслуженным деятелем науки и техники проф. И. П. Бутаковым)

Число ходов воды у поверхностных конденсаторов в значительной мере определяет затраты энергии на собственные нужды электростанции и расход цветного металла на создание поверхности охлаждения. Поэтому очень важно в каждом конкретном случае правильно определить необходимое число ходов воды (z). В настоящее время наибольшее распространение получили двухходовые конденсаторы и очень незначительное—одноходовые, хотя последние в ряде случаев могут оказаться более целесообразными [2, 3, 6]. В данной статье делается попытка облегчить задачу выбора одного или двух ходов воды у конденсатора с учетом конкретных местных условий расположения станции.

При определении числа ходов воды обычно пользуются формулой [2, 5]

$$z = \frac{A}{m \sqrt{F}},$$

где m — кратность охлаждения,

F — поверхность конденсатора,

A — величина, зависящая от конструктивных характеристик конденсатора, скорости воды в трубках и паровой нагрузки.

С помощью этой формулы определить z можно двумя путями: во-первых, задаться z и проверить приемлемость конструктивных размеров конденсатора и других величин [2, 4]; во-вторых, принять определенные конструктивные формы и сложными технико-экономическими расчетами установить для конкретных местных условий оптимальное значение m и z . Второй путь является наиболее точным, но из-за сложности им пользуются редко, предпочитая первый путь, не учитывающий целого ряда факторов, определяемых конкретными условиями месторасположения электростанции. При этом чаще всего из осторожности принимают $z = 2$, что не всегда является верным решением. Если каких-либо ограничений нет, то принципиально для одной и той же турбины всегда можно использовать одноходовой и

двухходовой конденсаторы, причем спроектировать их так, что будет наблюдаться:

а) равенство поверхностей конденсаторов обоих типов при различных количествах охлаждающей воды, чему соответствуют кратности охлаждения m_1^H ($z=1$) и m_2 ($z=2$) или, что то же самое—температурные напоры $\Delta t_{\kappa 1}^H$ и $\Delta t_{\kappa 2}$

$$F_1 = F_2; \quad (1)$$

б) равенство затрат мощности на подачу охлаждающей воды при различных поверхностях конденсаторов

$$N_1 = N_2, \quad (2)$$

чему соответствуют кратности охлаждения m_1^B и m_2 или температурные напоры $\Delta t_{\kappa 1}^B$ и $\Delta t_{\kappa 2}$.

Известно [3], что если, например, у проектируемого одноходового конденсатора выбранная кратность охлаждения m_1 будет меньше m_1^H или больше m_1^B , то его использование неэкономично, так как будет приводить либо к увеличенной поверхности, либо к перерасходу энергии на подачу охлаждающей воды. Значит, условие (1) является одной—нижней границей, разделяющей оптимальные области использования конденсаторов с $z=1$ и $z=2$, а условие (2)—верхней границей. Поэтому, если соблюдается неравенство $\Delta t_{\kappa 1}^B > \Delta t_{\kappa 1} > \Delta t_{\kappa 1}^H$, то выгодно использовать одноходовой конденсатор, если же $\Delta t_{\kappa 1}^B < \Delta t_{\kappa 1} < \Delta t_{\kappa 1}^H$, то—двухходовой конденсатор. Написанные равенства (1) и (2) можно представить еще в таком виде:

$$\kappa_1^H \Delta t_{cp1}^H = \kappa_2 \Delta t_{cp2}, \quad (1')$$

$$W_1^B (H_{\kappa 1}^B + \Delta H_1) = W_2 (H_{\kappa 2} + \Delta H_2). \quad (2')$$

Здесь обозначено:

κ —коэффициент теплопередачи,

Δt_{cp} —среднеарифметическая разность температур,

W —расход охлаждающей воды,

H_{κ} —гидравлическое сопротивление собственно конденсатора,

ΔH —гидравлическое сопротивление всей системы за исключением конденсатора.

Индексы "н" и "в" показывают, что данная величина относится к условию нижней или верхней границы.

Считая, что сравниваемые конденсаторы проектируются для одних и тех же условий работы, что их тип и основные конструктивные характеристики одинаковы, а также одинаковы геометрические размеры трубок, можно после простых преобразований уравнения (1') и (2') представить в таком виде:

$$B_H \cdot \frac{(t_{\kappa} - t_1 - \Delta t_{\kappa 1}^H)^{1-x}}{\ln \frac{t_{\kappa} - t_1}{\Delta t_{\kappa 1}^H}} = \frac{(t_{\kappa} - t_1 - \Delta t_{\kappa 2})^{1-x}}{\ln \frac{t_{\kappa} - t_1}{\Delta t_{\kappa 2}}}, \quad (1'')$$

$$\frac{B_8}{\ln^{1-x} \frac{t_K - t_1}{\Delta t_{K2}}} = \frac{1}{\left[(1 + \psi) \frac{t_K - t_1 - \Delta t_{K1}^0}{t_K - t_1 - t_{K2}} - \psi \right] \cdot \ln^{1-x} \frac{t_K - t_1}{\Delta t_{K1}}} \quad (2'')$$

Последние уравнения дают искомые связи между Δt_{K1}^H , Δt_{K1}^0 и Δt_{K2} , определяющие границы оптимального применения $z = 1$ или $z = 2$.

Здесь дополнительно обозначено:

t_K — температура насыщения пара по давлению в конденсаторе P_K ;
 t_1 — начальная температура охлаждающей воды;

$$\psi = \Delta H_2 / H_{K2};$$

B_H , B_8 и x — коэффициенты, зависящие от t_1 :

$$B_H = 0,5^x \left(1 - 0,1 \cdot \frac{35 - t_1}{35} \right),$$

$$B_8 = 8 \frac{2^{\frac{2x}{1-x}}}{\left(1 - 0,1 \cdot \frac{35 - t_1}{35} \right)^{\frac{2}{1-x}}},$$

$$x = 0,096(1 + 0,15 \cdot t_1).$$

При выводе указанных уравнений для коэффициента теплопередачи использовалось известное выражение доктора техн. наук Л. Д. Бермана [1]:

$$\kappa = 3500 \cdot a \cdot \Phi_w \cdot \Phi_t \cdot \Phi_z \cdot \Phi_d,$$

а среднелогарифмическая разность температур определялась по формуле Грасгофа, считая t_K неизменной по ходу пара [2]. Кроме этого принято, что для расчетных условий $\Delta H_1^0 \approx \Delta H_2^1$.

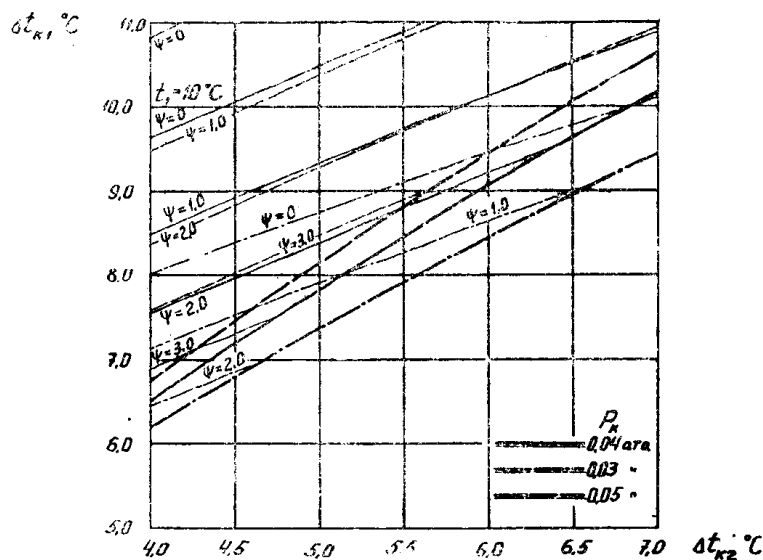


Рис. 1

1) На самом деле обычно $\Delta H_1^0 < \Delta H_2$. Принятие $\Delta H_1^0 = \Delta H_2$ несколько занижает верхнюю границу.

Пользуясь полученными уравнениями (1'') и (2''), на рис. 1 и 2 построены для наиболее часто встречающихся расчетных значений температуры охлаждающей воды $t_1 = 10; 15^\circ\text{C}$ и разных давлений P_K графики. При построении принято $a \approx 0,80$, что справедливо для прямоточного водоснабжения и обратного с достаточной продувкой системы или при химической обработке воды [1]. С их помощью просто найти для любых конкретных условий расположения станции оптимальное число ходов воды. Для этого необходимо, задавшись рекомендуемой величиной Δt_{K2} и некоторыми конструктивными значениями [2,5], определить H_{K2} и ΔH_2 . Затем по Δt_{K2} и ψ по соответствующему графику устанавливается наличие оптимальной зоны $z = 1$. Если же она отсутствует, то выгоднее применить $z = 2$. При наличии зоны выгодного использования $z = 1$ в ней выбирается расчетная величина температурного напора

$$\Delta t_{K1} (\Delta t_{K1}^b \geq \Delta t_{K1} \geq \Delta t_{K1}^H)$$

для одноходового конденсатора, определяемая допустимой скоростью воды в трубках. Если в охлаждающей воде есть взвешенные частицы, которые могут осаждаться на внутренних поверхностях трубок, то скорость воды рекомендуется иметь не ниже $1,8-2,0$ м/сек, что очень сильно сокращает возможность использования одноходовых конденсаторов.

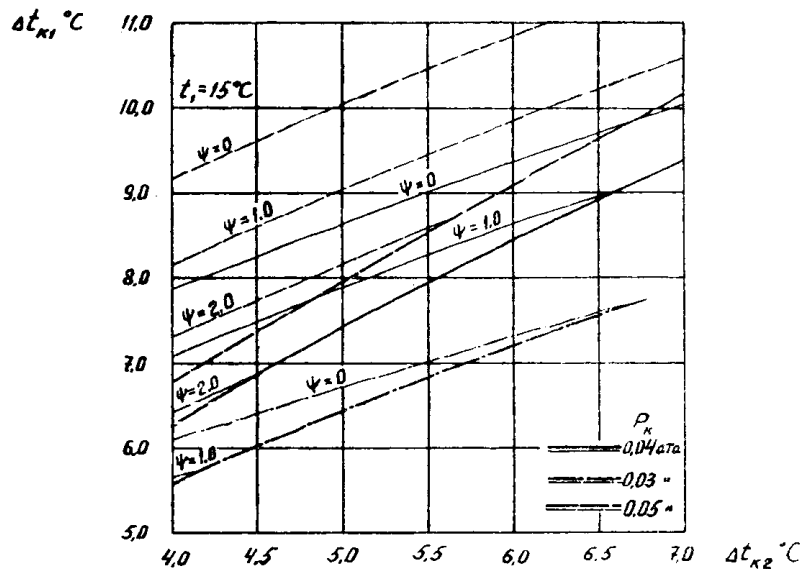


Рис. 2.

На приведенных графиках жирными линиями показаны нижние границы применения $z = 1$, а тонкими—верхние.

Как видно из графиков, оптимальная зона использования становится тем больше, чем 1) ниже начальная температура охлаждающей воды; 2) выше расчетное давление пара в конденсаторе; 3) ниже для заменяемого двухходового конденсатора: а) расчетный температурный напор Δt_{K2} , б) величина ψ (то есть станция ближе расположена к источнику водоснабжения, ниже геометрическая высота ее расположения, больше диаметры водоводов и т. д.).

Предлагаемый способ дает возможность сравнительно просто и обоснованно подойти к вопросу выбора числа ходов воды с учетом конкретных условий проектируемой электростанции.

ЛИТЕРАТУРА

1. Л. Д. Берман. Коэффициент теплопередачи поверхностного конденсатора. Известия ВТИ, № 3, 1951.
 2. В. П. Блюдов. Конденсационные устройства паровых турбин. ГЭИ, 1951.
 3. В. И. Буланин. Об одно- и двухходовых поверхностных конденсаторах паротурбинных установок. ЦКТИ, книга 7, „Конденсаторы паровых турбин“, 1947.
 4. А. С. Файнштейн. К методике быстрого расчета поверхностных конденсаторов. „Котлотурбостроение“, № 1, 1949.
 5. Теплотехнический справочник, том 1, ГЭИ, 1957.
 6. Е. Н. Шадрин. К вопросу выбора типа поверхностного конденсатора. „Известия ТПИ“, том 70, 1950.
-