

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОПТИМАЛЬНОЙ ТЕМПЕРАТУРЫ В ИСПАРИТЕЛЕ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ С УЧЕТОМ СОБСТВЕННЫХ НУЖД

П. С. СТУКАЛОВ

В испарительной установке низкого давления, работающей по замкнутому циклу, часть энергии, полученной от турбогенератора низкого давления, затрачивается на обслуживание собственных нужд испарительной установки.

К собственным нуждам испарительной установки низкого давления следует отнести:

1) затраты энергии на подачу воды из испарителя низкого давления в экономайзер и создание избыточного давления для предупреждения закипания воды при форсировке;

2) затраты энергии на подачу циркуляционной воды в конденсатор турбогенератора;

3) затраты энергии на перекачку конденсата;

4) затраты энергии на отсасывание воздуха из конденсатора.

Постановка дополнительной поверхности нагрева в виде экономайзера низкого давления может вызвать также возрастание затрат энергии на работу тяговых устройств.

Однако учесть это возрастание в общем виде чрезвычайно трудно, так как необходимо знать конкретные условия для определения сопротивлений—тип выбранной поверхности, число рядов, диаметр и шаги нагревательных элементов в и т. д.

Опыт применения экономайзеров низкого давления в стационарных установках показал что возрастание затрат энергии на работу дымососа почти не происходит вследствие уменьшения объемов просасываемых газов, уменьшения их скорости и местных сопротивлений, в связи с понижением их температуры.

Поэтому при определении оптимальной температуры в испарителе влияние тяговых устройств учитываться не будет.

Для замкнутой схемы испарителя низкого давления и поверхностной конденсации справедливо следующее выражение, дающее работу 1 кг пара [2] в тепловых единицах

$$AW = (i_1 - i_2) - AH_1 m_1 - AH_2 m_2 - 0,00295 \frac{p_2 a_1 m_1}{\gamma_c (T + t_0)} \left[\left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{0,285} - 1 \right], \quad (1)$$

где AW —теоретическая полезная работа 1 кг пара;

i_1 —теплосодержание пара перед турбиной, ккал/кг;

i_2 —то же за турбиной, ккал/кг;

H_1 —гидравлическое сопротивление источника тепла в м в. ст.;

m_1 —кратность испарения в кг воды на кг пара;

H_2 —общее гидравлическое сопротивление конденсатора с трубопроводами в м в. ст.;

m_2 —кратность охлаждения в кг воды на кг пара;

p_2 — давление в конденсаторе в *м в. ст.*;
 γ_c — удельный вес смеси воздуха и пара при p_2 в *кг/куб. м*;
 a_1 — коэффициент растворимости воздуха при температуре нагретой воды $t_0^\circ\text{C}$, *кг/кг воды*;
 p_a — барометрическое давление в *м в. ст.*

Уравнение (1) не может быть использовано для определения оптимальной температуры в испарителе с учетом собственных нужд, так как работа, полученная с 1 кг пара, будет непрерывно возрастать с увеличением температуры пара в испарителе.

За исходное уравнение для определения оптимальной температуры T_1 необходимо взять уравнение работы, отнесенное к 1 кг воды, прошедшей через испаритель.

В этом случае работа, полученная с 1 кг воды, будет дважды равна нулю при значениях

$$T_1 = T_0$$

и

$$T_1 = T_2,$$

где T_0 — температура нагретой воды перед испарителем,
 T_1 — температура в испарителе,
 T_2 — температура конденсата в конденсаторе. } в°К

Следовательно, между этими двумя значениями температур, при непрерывности функции W , зависящей от температуры T_1 , будет по крайней мере одна точка, в которой

$$\frac{dW}{dT_1} = 0,$$

т. е. функция W пройдет через максимум.

Составим исходное уравнение работы, отнесенное к 1 кг воды, прошедшей через испаритель

$$W_{\text{нетто}} = W_{\text{бр}} - W_{\text{н.н}} - W_{\text{ц.н}} - W_{\text{к.н}} - W_{\text{эж}} \frac{\text{ккал}}{\text{кг воды}}, \quad (2)$$

где $W_{\text{бр}}$ — работа, получаемая с 1 кг воды в *ккал*;
 $W_{\text{н.н}}$ — работа насоса испарителя в *ккал/кг воды*;
 $W_{\text{ц.н}}$ — работа циркуляционного насоса в *ккал/кг воды*;
 $W_{\text{к.н}}$ — работа конденсатного насоса в *ккал/кг воды*;
 $W_{\text{эж}}$ — работа эжектора в *ккал/кг воды*.

Каждый член правой части уравнения (2) выразим через основные температурные параметры экономайзера и испарителя низкого давления — T_0 и T_1

1. Работа брутто на 1 кг воды $W_{\text{бр}}$.

Количество воды, расходуемой на производства 1 *квтч*, будет равно

$$q_1 = \frac{860}{\eta_{\text{оэ}} h_0 g} = \frac{860(804,6 - 0,712 T_1)}{\eta_{\text{оэ}}(1,43 T_1 - 436)(T_0 - T_1)} \frac{\text{кг}}{\text{квтч}}, \quad (3)$$

где

$$h_0 = 1,43 T_1 - 436 \frac{\text{ккал}}{\text{кг}},$$

располагаемый теплоперепад при давлении в конденсаторе $P_2 = 0,05 \text{ ата}$

$$g = \frac{T_0 - T_1}{804,6 - 0,712 T_1} \frac{\text{кг пара}}{\text{кг воды}}$$

количество кг пара, образующегося из 1 кг воды, охлаждающейся в испарителе от температуры T_0 до температуры T_1 .

Если перейти от *квтч* к *ккал*, то будем иметь

$$q_1 = \frac{1 \cdot (804,6 - 0,712 T_1)}{\eta_{0,9}(1,43 T_1 - 436)(T_0 - T_1)} \frac{\text{кг}}{\text{ккал}} \quad (4)$$

Работа, произведенная за счет пара, полученного с 1 кг воды, будет

$$W_{\text{бр}} = \frac{\eta_{0,9}(1,43 T_1 - 436)(T_0 - T_1)}{804,6 - 0,712 T_1} \frac{\text{ккал}}{\text{кг воды}} \quad (5)$$

2. Работа насоса, перекачивающего воду из испарителя в экономайзер $W_{\text{н.п.}}$

Гидравлическое сопротивление источника тепла складывается из разности давлений между испарителем и экономайзером низкого давления и из гидравлических сопротивлений элементов поверхности нагрева экономайзера, соединительных трубопроводов, коллекторов и других частей.

При низкой скорости движения воды ($W_0 = 0,3 \text{ м/сек.}$) можно пренебречь гидравлическими сопротивлениями элементов поверхности нагрева экономайзера и принять во внимание только ту разность давлений, которая существует между испарителем и экономайзером.

В последнем давлении должно быть взято с запасом на случай форсировки режима работы котла, при котором вода в экономайзере не должна достигать температуры кипения.

В теоретическом случае нагрев воды в экономайзере идет по левой пограничной кривой цикла Ренкина, для которой связь между давлением и температурой дается в виде уравнения

$$t_s = 100 \sqrt[4]{p}, \quad (6)$$

где t_s — температура кипения воды в $^{\circ}\text{C}$,
 p — давление в *ата*.

В наших обозначениях, при условии запаса в одну атмосферу эта формула получит вид

$$t_0 = 100 \sqrt[4]{p_0 + 1}, \quad (7)$$

где p_0 — давление в экономайзере в *ата*.

Выражая давление в экономайзере через температуру, получим

$$p_0 = \left(\frac{t_0}{100} \right)^4 - 1.$$

Из этого давления необходимо вычесть давление в испарителе для того, чтобы получить преодолеваемый напор.

Давление в испарителе зависит от температуры T_1 и в связи с тем, что температура в испарителе в нашем случае может изменяться в пределах $40-110^{\circ}\text{C}$, давление меняется в зависимости от температуры t_1 поч-

ти по линейному закону, который приближенно можно выразить уравнением

$$p_{исп} = 0,01 t_1.$$

На рис. 1 представлены графически зависимости давлений в экономайзере, испарителе и на пограничной кривой от температур воды в экономайзере и в испарителе.

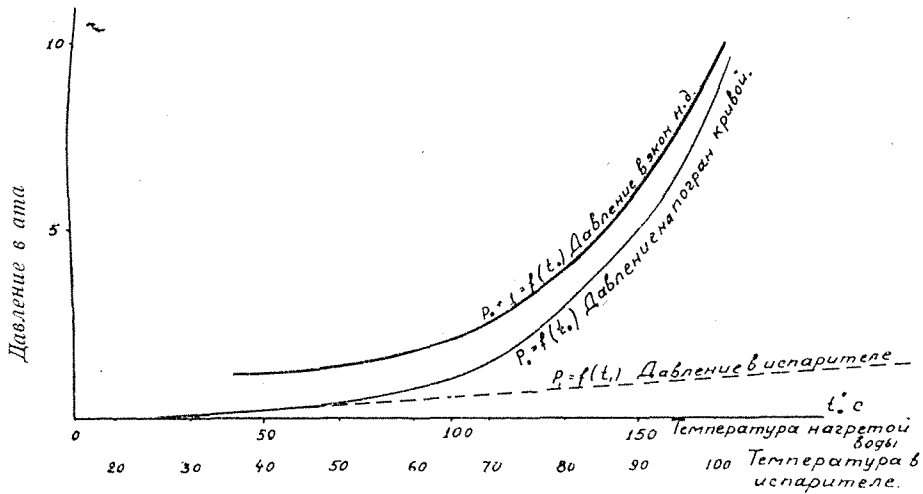


Рис. 1.

График зависимости давления от температур в испарителе и экономайзере низкого давления.

Преодолеваемое насосом давление может быть найдено как разность

$$\Delta p = p_0 - p_{исп} = \left(\frac{t_0}{100} \right)^4 - 0,01 t_1 - 1 \quad (8)$$

или, переходя к метрам водяного столба и абсолютной шкале температур,

$$H_{н.н} = \left(\frac{T_0 - 273}{100} \right)^4 \cdot 10 - 0,1 T_1 + 17,3 \text{ м в. ст.} \quad (9)$$

Так как расчет ведется на 1 кг воды, то работа, потребляемая насосом, будет выражена уравнением

$$W_{н.н} = H_{н.н} \cdot 1 \cdot \frac{A}{\gamma_{н.н}} = \frac{A}{\gamma_{н.н}} \left[\left(\frac{T_0 - 273}{100} \right)^4 \cdot 10 - 0,1 T_1 + 17,3 \right] \frac{\text{ккал}}{\text{кг воды}}. \quad (10)$$

3. Работа циркуляционного насоса $W_{н.н}$

Работа циркуляционного насоса будет пропорциональна количеству пара, поступающего в конденсатор, кратности охлаждения и напору, который приходится преодолевать насосу.

Количество пара, поступающее в конденсатор, приходящееся на 1 кг воды, прошедшей через испаритель, будет, как указывалось ранее,

$$g = \frac{T_0 - T_1}{804,6 - 0,712 T_1} \frac{\text{кг пара}}{\text{кг воды}}. \quad (11)$$

Кратность охлаждения

$$m_2 = \frac{i_2 - t_2}{t_2'' - t_2'} \frac{\text{кг воды}}{\text{кг пара}}, \quad (12)$$

где i_2 — теплосодержание пара за турбиной в ккал/кг ,
 t_2 — температура конденсата в конденсаторе в $^{\circ}\text{C}$,
 t_2'' — температура охлаждающей воды, выходящей из конденсатора в $^{\circ}\text{C}$,
 t_2' — температура заборной воды (среднегодовая) в $^{\circ}\text{C}$.

Величину теплосодержания i_2 можно выразить следующим образом:

$$i_2 = i_1 - \gamma_{oi} h_0, \quad (13)$$

где i_1 — теплосодержание пара перед турбиной в ккал/кг ,
 h_0 — адиабатический теплоперепад в турбине, ккал/кг ,
 γ_{oi} — внутренний к.п.д. турбины.

Заменим в формуле (13) i_1 и h_0 через T_1 .

Тогда

$$i_2 = t_1 + r - \gamma_{oi} h_0 = T_1 - 273 + 804,6 - 0,712 T_1 - 0,7(1,43 T_1 - 436);$$

$$i_2 = 836,6 - 9,712 T_1, \quad (14)$$

где $r = 804,6 - 0,712 T_1$ — скрытая теплота парообразования в ккал/кг ,
 $h_0 = 1,43 T_1 - 436$ — адиабатический теплоперепад в ккал/кг ,
 $\gamma_{oi} = 0,7$

Обе зависимости справедливы для принятых нами температур 30—170 $^{\circ}\text{C}$ для испарителя низкого давления.

Используя выражения (12) и (14), находим величину кратности охлаждения

$$m_2 = \frac{i_2 - t_2}{t_2'' - t_2'} = \frac{836,6 - 0,712 T_1 - 32,5}{23 - 9}, \quad (15)$$

где $t_2 = 32,5^{\circ}\text{C}$, $t_2'' = 23^{\circ}\text{C}$ и $t_2' = 9^{\circ}\text{C}$ приняты из условий работы силовых установок морского флота применительно к n -скому бассейну.

Работа, потребляемая циркуляционным насосом конденсатора, будет

$$W_{ц.н} = \frac{A \cdot H_{ц.н}}{\gamma_{ц.н}} m_2 g. \quad (16)$$

Напор, преодолеваемый циркуляционным насосом, можно принять постоянным [3] для судовых условий

$$H_{ц.н} = 8 \text{ м в.ст.}$$

Подставляя значения m_2 и g из (11) и (15) в формулу (16), получим

$$W_{ц.н} = \frac{A \cdot 8}{\gamma_{ц.н}} m_2 g = \frac{0,57 A (T_0 - T_1)}{\gamma_{ц.н}} \frac{\text{ккал}}{\text{кг воды}}. \quad (17)$$

4. Работа конденсатного насоса $W_{к.н}$

Конденсатный насос будет возвращать в испаритель из конденсатора g кг конденсата на 1 кг воды, прошедшей через испаритель.

Преодолеваемый напор можно сосчитать по приближенной формуле

$$p_k = 0,01 t_1 - 0,05 \text{ кг/см}^2,$$

или, переходя к метрам вод. ст. и абсолютной шкале температур,

$$p_k = 0,1(T_1 - 273) - 0,5 \text{ м вод. ст.}$$

Работа, потребляемая насосом,

$$W_{к.н} = \frac{A \cdot p_{к.г}}{\eta_{к.н}} = \frac{A[0,1(T_1-273)-0,5](T_0-T_1)}{\eta_{к.н}(804,6-0,712 T_1)} \frac{\text{ккал}}{\text{кг воды}} \quad (18)$$

5. Работа эжектора $W_{эж}$

Работа, затрачиваемая на отсасывание воздуха, будет пропорциональна количеству отсасываемой паровоздушной смеси и разности давлений между конденсатором и атмосферой.

Сжатие отсасываемой паровоздушной смеси будет происходить по политропе, показатель которой можно принять [1] равным

$$n = 1,3.$$

Коэффициент пропорциональности между воздухом и паровоздушной смесью по весу принимаем [3] равным 3 на основании данных, проверенных практикой эксплуатации силовых установок морского флота.

Коэффициент растворимости воздуха выбираем при температуре в конденсаторе [1] и приводим к размерности $\text{кг}/\text{кг}$

$$a_1 = 0,018 \gamma_{возд} \frac{1}{1000} \cdot \frac{305}{273} = 0,000026 \frac{\text{кг}}{\text{кг воды}}$$

Работа, потребляемая эжектором, будет [1]

$$W_{эж} = \frac{3n}{n-1} p_2 \frac{a_1 g}{\gamma_{см}} \left[\left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \frac{A}{\eta_{эж}}, \quad (19)$$

где $p_a = 1,033 \text{ ата}$ — барометрическое давление,

$p_2 = 0,05 \text{ ата}$ — давление в конденсаторе,

$p_2 = 500 \text{ кг/кв. м.}$

В окончательном виде выражение для работы эжектора будет

$$W_{эж} = \frac{3n}{n-1} \frac{A}{\eta_{эж}} \cdot p_2 \frac{a_1}{\gamma_{см}} \frac{T_0 - T_1}{(804,6 - 0,712 T_1)} \left[\left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \frac{\text{ккал}}{\text{кг воды}} \quad (20)$$

6. Определение оптимальной температуры в испарителе

После определения всех членов правой части уравнения (2) напишем общее выражение для полезной работы (нетто)

$$\begin{aligned} W_{\text{нетто}} = W_{бр} - W_{н.и} - W_{ц.н} - W_{к.н} - W_{эж} = & \frac{\eta_{тоз}(1,43T_1 - 436)(T_0 - T_1)}{804,6 - 0,712 T_1} - \\ & - \frac{A}{\eta_{н.и}} \left[\left(\frac{T_0 - 273}{100} \right)^4 \cdot 10 - 0,1 T_1 + 17,3 \right] - \frac{0,57 \cdot A \cdot (T_0 - T_1)}{\eta_{ц.н}} - \\ & - \frac{A}{\eta_{к.н}} \frac{[0,1(T_1 - 273) - 0,5](T_0 - T_1)}{(804,6 - 0,712 T_1)} - \\ & - \frac{3n \cdot A}{(n-1)\eta_{эж}} p_2 \frac{a_1}{\gamma_{см}} \frac{T_0 - T_1}{(804,6 - 0,712 T_1)} \left[\left(\frac{p_a}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \frac{\text{ккал}}{\text{кг воды}} \quad (21) \end{aligned}$$

Берем производную от $W_{\text{нетто}}$ по температуре T_1 и для определения максимума приравняем ее нулю.

На рис. 2 нанесены две параболы, показывающие оптимальные соотношения между температурами T_0 и T_1 для теоретического цикла и для случая работы с учетом собственных нужд испарителя.

На рис. 3 изображены зависимости для t_1 и t_0 в более крупном масштабе, которые показывают, что при учете собственных нужд испарительной установки оптимальная температура в испарителе повышается на $5-7^\circ$ по сравнению с таковой, полученной из рассмотрения теоретического цикла.

ЛИТЕРАТУРА

Бутаков И. Н. Использование тепла циркуляционной воды на электростанциях для производства электроэнергии. Известия ТПИ, т. 63, г. Томск, 1945.

2. Положий С. В. О кл.д. вакуумных энергетических установок. Известия ТПИ, т. 70, г. Томск, 1950.

3. Семяка В. А. Выбор типа паросиловой установки для пароходов грузоподъемностью 2000 т. Труды ЦНИМФ, 1948.

