

6. ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СРЕДНЕПОТЕНЦИАЛЬНЫХ ТЕПЛОВЫХ ВТОРИЧНЫХ ЭНЕРГОРЕСУРСОВ. ТУРБОДЕТАНДЕРНЫЕ УСТАНОВКИ

К среднепотенциальным тепловым ВЭР можно прежде всего отнести загрязненные технологические стоки (например, продувка котлов); рабочий теплоноситель систем охлаждения; промежуточную и конечную продукцию, подвергшуюся тепловой обработке.

При неиспользовании тепловой энергии непрерывной продувки котлов происходит увеличение расхода топлива примерно на 0,35% на 1% продувки. Для использования тепловой энергии непрерывной продувки устанавливают сепаратор и теплообменник (рис. 6.1).

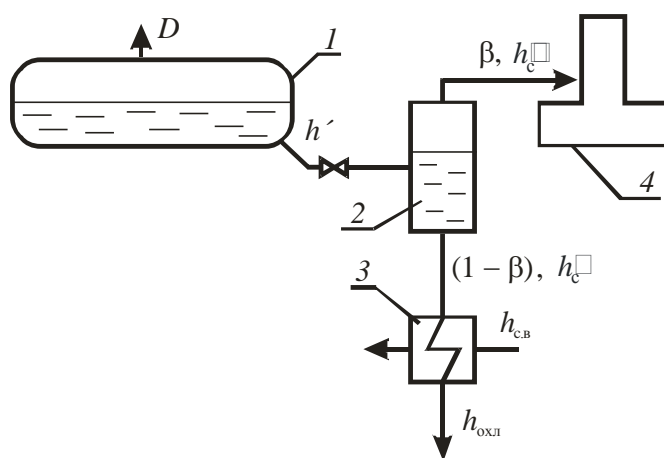


Рис. 6.1. Схема установки сепаратора и охладителя непрерывной продувки:
1 – барабан котла; 2 – сепаратор непрерывной продувки;
3 – теплообменник-охладитель сепарированной воды; 4 – деаэрактор

Тогда экономия условного топлива, т. у. т. на каждую тонну выработанного пара составит:

$$\frac{\Delta B}{D} = P \frac{[\beta(h_c'' - h_{c,в}) + (1-\beta)(h_c' - h_{охл})]}{29,33 \cdot 10^5 \eta},$$

где P – процент продувки; β – доля сепарированного пара, которая рассчитывается по выражению

$$\beta = \frac{h' - h_c'}{h_c'' - h_c'}$$

h_c'' – удельная энтальпия сепарированного пара, кДж/кг; h_c' – удельная энтальпия сепарированной воды, кДж/кг; $h_{c,в}$ – удельная энтальпия сырой воды, идущей на подогрев в теплообменник, кДж/кг; $h_{охл}$ – удельная энтальпия охлажденного конденсата, кДж/кг; η – КПД котлоагрегата; h' – энтальпия продувочной воды, кДж/кг.

Степень использования тепла продувочной воды может быть

охарактеризована коэффициентом использования φ . При установке сепаратора и теплообменника φ определяется по формуле

$$\varphi = \frac{\beta(h_c'' - h_{c.B}) + (1 - \beta)(h_c' - h_{охл})}{h' - h_{c.B}}$$

Если установлен только сепаратор, при расчете по этой формуле принимают $h_{охл} \approx h_c'$ т. е. второй член в числителе равен нулю.

В высокотемпературных установках многие конструктивные элементы находятся в зонах высоких температур, и надежная их работа обеспечивается системами принудительного охлаждения. Различают водяное и испарительное охлаждение.

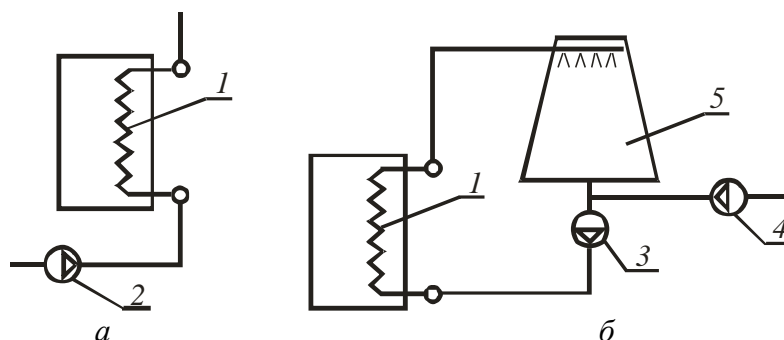


Рис. 6.1. Схемы водяного охлаждения конструктивных элементов:
1 – теплообменная поверхность; 2 – насос; 3 – циркуляционный насос;
4 – подпиточный насос; 5 – градирня

Водяное охлаждение осуществляется либо проточной (рис. 6.1, а), либо по оборотной (рис. 6.1, б) схемам. Температура воды на выходе не должна превышать $\sim 40^\circ\text{C}$ из-за опасности образования накипи.

Следует отметить следующие недостатки водяного охлаждения:

1. Низкая температура охлаждающей воды исключает возможность использования теплоты, уносимой водой (воду сбрасывают в канализацию либо охлаждают в градирнях).

2. Незначительный нагрев воды (на $10\text{--}15^\circ\text{C}$) требует очень большого ее расхода, до 500 т/ч на один агрегат.

Сущность испарительного охлаждения (рис. 6.2) заключается в охлаждении конструктивных элементов печей химически очищенной водой, причем отводимая от конструктивных элементов теплота затрачивается на испарение воды.

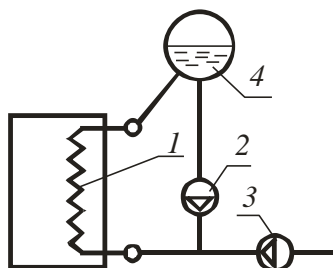


Рис. 6.2. Схема испарительного охлаждения:
 1 – теплообменная поверхность; 2 – циркуляционный насос;
 3 – подпиточный насос; 4 – барабан

Охлаждаемые элементы присоединены двумя трубами к барабану-сепаратору, в котором пар отделяется от воды. Возможно применение естественной и принудительной циркуляции воды. Отводимая теплота используется на производство пара в количестве, кг/с,

$$D = \frac{Q}{h'' - h_{п.в}},$$

где Q – отводимое количество теплоты; h'' и $h_{п.в}$ – энтальпия насыщенного пара и питательной воды, кДж/кг.

Испарительное охлаждение по сравнению с водяным обеспечивает уменьшение расхода воды и позволяет полезно использовать теплоту, отведенную от агрегата. Однако для исключения перегрева охлаждаемых поверхностей необходимо уменьшить образование накипи, что требует предварительной обработки теплоносителя в системе химводоподготовки.

Температура $t_{ст}$ охлаждаемой стенки (рис. 6.3) определяется как

$$t_{ст} = t_{ж} + q_{п} \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_m}{\lambda_m} + \frac{\delta_n}{\lambda_n} \right),$$

где $t_{ст}$ – температура теплоносителя, °С; $q_{п}$ – удельный отведенный от агрегата тепловой поток, Вт/м²; α_2 – коэффициент теплоотдачи от теплоносителя к теплообменной поверхности, Вт/(м²·°С); δ_m , δ_n – толщина поверхности теплообмена и накипи, м; λ_m , λ_n – коэффициент теплопроводности поверхности теплообмена и накипи, Вт/(м·°С).

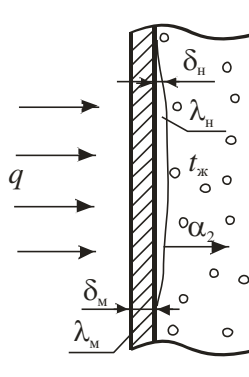


Рис. 6.3. Влияние накипи на эффективность испарительного охлаждения

Детандерами принято называть любые газотурбинные генераторы, работающие на перепаде давления газа. Давление в магистральном газопроводе составляет 5–7 МПа, а в сетях потребителя должно составлять 0,1–0,3 МПа. В настоящее время избыточное давление просто сбрасывается сначала на газораспределительной станции (ГРС) до 1,2 МПа, а затем в газораспределительном пункте (ГРП).

Мощность детандерной установки определяется из уравнения

$$N_T = G_r l \rho_r \eta$$

Работа адиабатного процесса выражается через изменение внутренней энергии

$$l = -\Delta U = c_v (T_1 - T_2) = \frac{R}{k-1} (T_1 - T_2) = \frac{1}{k-1} (p_1 v_1 - p_2 v_2).$$

Начальные значения давления и удельного объема перед турбиной p_1 и v_1 заданы, известно давление p_2 природного газа после турбины. Удельный объем и температура газа после расширения в турбине рассчитывается из уравнений адиабатного процесса

$$v_2 = v_1 (p_1 / p_2)^{1/k}, \quad T_2 = T_1 (p_2 / p_1)^{(k-1)/k}.$$

Количество теплоты, которое необходимо затратить на предварительный подогрев газа в экономайзере, определится по выражению

$$Q = G_r \rho_r c_p (T_1 - T_r).$$

Задачи для практических занятий

Задача 6.1

Определить годовую экономию условного топлива при использовании тепловой энергии продувочной воды в котельной с установкой сепаратора и теплообменника (рис. 6.1.). Паропроизводительность котельной $D = 60 - 0,5 \cdot N_T$ / ч, энтальпия насыщенной воды в барабане котла $h_n = 814,7$ кДж / кг, температура исходной воды, поступающей в котельную, 10°C , величина продувки $P = 6\%$, годовое число часов использования котельной 6 500 ч, КПД котельной 73%. Вода в теплообменнике подогревается до температуры 55°C , а расход воды через теплообменник равен расходу продувочной воды. Избыточное давление в сепараторе $p_c = 20 + 2 \cdot N$ кПа (энтальпию кипящей воды в сепараторе можно определить по формуле $h' = 420 + 1,07 \cdot p_c - 0,002 \cdot p_c^2$ кДж / кг, энтальпию сухого пара – $h'' = 2676,5 + 0,4 \cdot p_c - 0,001 \cdot p_c^2$ кДж / кг).

Задача 6.2

Определить температуру стенки системы испарительного охлаждения элементов технологической печи при отсутствии накипи, если удельный тепловой поток охлаждения $q_{\text{п}} = 300 + 10 \cdot N$ кВт/(м²·К). Толщина стенки 2,5 мм = $2,5 \cdot 10^{-3}$ м, коэффициент теплопроводности стали $\lambda_m = 50$ Вт/(м·К). Коэффициент теплоотдачи от стенки к кипящей воде $15 - 0,2 \cdot N$ кВт/(м²·К). Температура кипящей воды 100°C .

Определить температуру стенки при появлении накипи толщиной в 1 мм

и при теплопроводности накипи $\lambda_n = 1 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$. Определить, при какой толщине накипи температура стенки достигнет критической температуры 1000°C .

Задача 6.3

Определить мощность турбодетандерной установки, если номинальный расход природного газа $0,4 + 0,05 \cdot N \text{ т/ч}$; показатель адиабаты природного газа $1,4$; КПД установки 60% , начальное давление природного газа $65 - 0,5 \cdot N \text{ атм}$; начальная температура 60°C .

Определить также, сколько нужно подвести тепла в подогреватель природного газа, чтобы после срабатывания его в детандерной установке температура не уменьшилась ниже 40°C . Давление газа на выходе из турбодетандера 6 атм , а плотность $1,7 \text{ кг}/\text{м}^3$. Теплоемкость природного газа $1,5 \text{ Вт}/(\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{C})$.