

О. В. Замыцкий, канд. техн. наук

(Украина, Кривой Рог, Криворожский технический университет)

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЦИОНАЛЬНОГО УРОВНЯ СНИЖЕНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ СЖАТОГО ВОЗДУХА В ПРОМЕЖУТОЧНЫХ ВОЗДУХООХЛАДИТЕЛЯХ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Обязательным условием нормальной эксплуатации турбокомпрессоров является наличие промежуточного охлаждения сжатого воздуха. Недостаточное охлаждение воздуха значительно увеличивает удельный расход электроэнергии [1, 2]. Эффективность работы системы охлаждения определяется начальной температурой воды и ее расходом, а также состоянием теплообменных поверхностей воздухоохладителей. Излишний расход воды приводит к увеличению загрязнения теплообменных поверхностей и возрастанию расхода электроэнергии на привод циркуляционного насоса. Причем, экономия электроэнергии в результате промежуточного охлаждения воздуха оказывается соизмеримой с дополнительным расходом электроэнергии на привод насоса, т. е. существует рациональный расход охлаждающей воды и соответствующее ему значение снижения температуры воздуха в промежуточном воздухоохладителе, обеспечивающее минимальный расход электроэнергии компрессорной установкой.

Мощность, потребляемая компрессорной установкой, состоит из мощности, затрачиваемой первой, второй и третьей секциями сжатия, и мощности, расходуемой на подачу воды в первый и второй промежуточный воздухоохладители, т. е.

$$N_{\text{кy}} = G_{\text{с}} (l_1 + l_2 + l_3) \eta_{\text{к}}^{-1} + (V_{\text{w1}} \Delta p_{\text{w1}} + V_{\text{w2}} \Delta p_{\text{w2}}) \eta_{\text{н}}^{-1}, \text{ Вт}, \quad (1)$$

где $G_{\text{с}}$ – массовая подача компрессора, кг/с; l_1, l_2, l_3 – удельная работа сжатия в первой, второй и третьей секциях сжатия турбокомпрессора, соответственно, Дж/кг; $\eta_{\text{к}}$ – КПД компрессора, дол. ед.; $V_{\text{w1}}, V_{\text{w2}}$ – объемный расход охлаждающей воды через первый и второй промежуточный воздухоохладители, м³/с; $\Delta p_1, \Delta p_2$ – перепад давления на первом и втором промежуточных воздухоохладителях, Па; $\eta_{\text{н}}$ – КПД насоса, дол. ед.

Удельная работа сжатия в первой секции

$$l_1 = \frac{m_1}{m_1 - 1} R T_{\text{н1}} \left(\varepsilon_1^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right), \text{ Дж/кг}, \quad (2)$$

где m_1 – показатель политропы сжатия в первой секции турбокомпрессора; $T_{\text{н1}}$ – температура воздуха на входе в первую секцию, К; R – газовая постоянная; ε_1 – степень повышения давления в первой секции, дол. ед.

Удельная работа сжатия во второй секции

$$l_2 = \frac{m_2}{m_2 - 1} RT_{н2} \left(\varepsilon_2^{\frac{m_2-1}{m_2}} - 1 \right) = \frac{m_2}{m_2 - 1} R(T_{к1} - \Delta T_1) \cdot \left(\varepsilon_2^{\frac{m_2-1}{m_2}} - 1 \right), \text{ Дж/кг},$$

где m_2 – показатель политропы сжатия во второй секции турбокомпрессора; $T_{н2}$ – температура воздуха на входе во вторую секцию, К; $T_{к1}$ – температура воздуха на выходе из первой секции, К; ΔT_1 – снижение температуры воздуха в первом воздухоохладителе, К; ε_2 – степень повышения давления во второй секции, дол. ед.

С учетом

$$T_{к1} = T_{н1} \varepsilon_1^{\frac{m_1-1}{m_1}}, \text{ К},$$

окончательно получил

$$l_2 = \frac{m_2}{m_2 - 1} R \left(T_{н1} \varepsilon_1^{\frac{m_1-1}{m_1}} - \Delta T_1 \right) \cdot \left(\varepsilon_2^{\frac{m_2-1}{m_2}} - 1 \right), \text{ Дж/кг}. \quad (3)$$

Удельная работа сжатия в третьей секции

$$l_3 = \frac{m_3}{m_3 - 1} RT_{н3} \left(\varepsilon_3^{\frac{m_3-1}{m_3}} - 1 \right) = \frac{m_3}{m_3 - 1} R(T_{к2} - \Delta T_2) \cdot \left(\varepsilon_3^{\frac{m_3-1}{m_3}} - 1 \right), \text{ Дж/кг};$$

где m_3 – показатель политропы сжатия в третьей секции турбокомпрессора; $T_{н3}$ – температура воздуха на входе в третью секцию, К; $T_{к2}$ – температура воздуха на выходе из второй секции, К; ΔT_2 – снижение температуры воздуха во втором воздухоохладителе, К; ε_3 – степень повышения давления в третьей секции, дол. ед.

С учетом

$$T_{к2} = T_{н2} \varepsilon_2^{\frac{m_2-1}{m_2}}, \text{ К},$$

окончательно получил

$$l_3 = \frac{m_3}{m_3 - 1} R \left(\left(T_{н1} \varepsilon_1^{\frac{m_1-1}{m_1}} - \Delta T_1 \right) \varepsilon_2^{\frac{m_2-1}{m_2}} - \Delta T_2 \right) \cdot \left(\varepsilon_3^{\frac{m_3-1}{m_3}} - 1 \right), \text{ Дж/кг}. \quad (4)$$

Гидравлическое сопротивление водяной полости воздухоохладителей с учетом загрязнения теплообменных поверхностей

$$\Delta p_{w1} = \lambda_{\partial} \rho_w \frac{L_1 v_{w1}^2}{d_{\partial 1}^5}, \text{ Па}, \quad (5)$$

где λ_{∂} – коэффициент гидравлического сопротивления Дарси; ρ_w – плотность воды, кг/м³; $L_1 = l_1 x_{n1}$ – суммарная длина труб первого воздухоохладителя по ходу, м; l_1 – длина трубы в первом воздухоохладителе, м; x_{n1} – число ходов по воде в первом воздухоохладителе; $d_{\partial 1}$ – внутренний диаметр трубы первого воздухоохладителя с учетом загрязнения, м; v_{w1} – скорость воды в трубе первого воздухоохладителя, м/с;

$$\Delta p_{w2} = \lambda_{\partial} \rho_w \frac{L_2 v_{w2}^2}{d_{\partial 2}^5}, \text{ Па}, \quad (6)$$

где $L_2 = l_2 x_{n2}$ – суммарная длина труб второго воздухоохладителя по ходу, м; l_2 – длина трубы во втором воздухоохладителе, м; x_{n2} – число ходов по воде во втором воздухоохладителе; $d_{\partial 2}$ – внутренний диаметр трубы второго воздухоохладителя с учетом загрязнения, м; v_{w2} – скорость воды в трубе второго воздухоохладителя, м/с.

С учетом, что

$$v_w = \frac{V_w}{n_x \omega}, \text{ м/с},$$

где V_w – объемный расход воды, м³/с; n_x – количество труб в одном ходе; ω – площадь живого сечения одной трубы, м²; а

$$\omega = \frac{\pi d_g^2}{4}, \text{ м}^2$$

зависимости (5) и (6) принимают вид:

$$\Delta p_{w1} = \lambda_{\partial} \rho_w \frac{8L_1 V_{w1}^2}{\pi^2 d_{\partial 1}^5 n_{x1}^2}, \text{ Па}; \quad (7)$$

$$\Delta p_{w2} = \lambda_{\partial} \rho_w \frac{8L_2 V_{w2}^2}{\pi^2 d_{\partial 2}^5 n_{x2}^2}, \text{ Па}. \quad (8)$$

Из уравнения теплового баланса воздухоохладителя следует:

$$G_{w1} = \frac{G_6 c_{p6} \Delta T_1}{c_w \Delta T_{w1}}, \text{ кг/с;} \quad (9)$$

где G_{w1} – массовый расход воды через первый воздухоохладитель, кг/с; c_{p6} – удельная изобарная теплоемкость воздуха, Дж/(кг·К); c_w – удельная теплоемкость воды, Дж/(кг·К); ΔT_{w1} – повышение температуры воды в первом воздухоохладителе, К;

$$G_{w2} = \frac{G_6 c_{p6} \Delta T_2}{c_w \Delta T_{w2}} \text{ кг/с;} \quad (10)$$

где G_{w2} – массовый расход воды через второй воздухоохладитель, кг/с; ΔT_{w2} – повышение температуры воды во втором воздухоохладителе, К.

С учетом

$$V_w = \frac{G_w}{\rho_w}, \text{ м}^3/\text{с},$$

зависимости (9) и (10) можно записать как

$$V_{w1} = \frac{G_6 c_{p6} \Delta T_1}{\rho_w c_w \Delta T_{w1}}, \text{ м}^3/\text{с;} \quad (11)$$

$$V_{w2} = \frac{G_6 c_{p6} \Delta T_2}{\rho_w c_w \Delta T_{w2}}, \text{ м}^3/\text{с}. \quad (12)$$

Окончательно, после подстановки (11) и (12), зависимости (7) и (8) принимают вид:

$$\Delta p_{w1} = \lambda_d \frac{8L_1}{\pi^2 d_{61}^5 n_{x1}^2 \rho_w} \left(\frac{G_6 c_{p6} \Delta T_1}{c_w \Delta T_{w1}} \right)^2, \text{ Па;} \quad (13)$$

$$\Delta p_{w2} = \lambda_d \frac{8L_2}{\pi^2 d_{62}^5 n_{x2}^2 \rho_w} \left(\frac{G_6 c_{p6} \Delta T_2}{c_w \Delta T_{w2}} \right)^2, \text{ Па}. \quad (14)$$

После подстановки (2) – (4), (13) и (14) в (1) получим:

$$N_{\text{кy}} = \frac{G_6 R}{\eta_{\text{к}}} \left(\frac{m_1}{m_1 - 1} T_{\text{н1}} \left(\varepsilon_1^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - 1 \right) + \frac{m_2}{m_2 - 1} \left(T_{\text{н1}} \varepsilon_1^{\frac{m_1 - 1}{m_1}} - \Delta T_1 \right) \right) \cdot \left(\frac{m_2 - 1}{\varepsilon_2^{m_2}} - 1 \right) +$$

$$\begin{aligned}
& + \frac{m_3}{m_3 - 1} \left(\left(T_{H1} \varepsilon_1^{\frac{m_1-1}{m_1}} - \Delta T_1 \right) \varepsilon_2^{\frac{m_2-1}{m_2}} - \Delta T_2 \right) \cdot \left(\varepsilon_3^{\frac{m_3-1}{m_3}} - 1 \right) + \\
& + \frac{8\lambda_\partial}{\pi^2 \rho_w^2 \eta_H} \left(\frac{G_6 c_{p6}}{c_w} \right)^3 \left(\left(\frac{L_1}{d_{\delta 1}^5 n_{x1}^2} \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_{w1}} \right)^3 + \left(\frac{L_2}{d_{\delta 2}^5 n_{x2}^2} \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_{w2}} \right)^3 \right) \right), \text{ Вт.} \quad (15)
\end{aligned}$$

Продифференцируем уравнение (13) по ΔT_{p1} и ΔT_{p2} и приравняем результаты к нулю:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial N_{\text{кy}}}{\partial (\Delta T_{p1})} &= \frac{G_6 R}{\eta_\kappa} \left(-\frac{m_2}{m_2 - 1} \left(\varepsilon_2^{\frac{m_2-1}{m_2}} - 1 \right) - \frac{m_3}{m_3 - 1} \varepsilon_2^{\frac{m_2-1}{m_2}} \cdot \left(\varepsilon_3^{\frac{m_3-1}{m_3}} - 1 \right) \right) + \\
& + \frac{24\lambda_\partial}{\pi^2 \rho_w^2 \eta_H} \left(\frac{G_6 c_{p6}}{c_w \Delta T_{w1}} \right)^3 \frac{L_1}{d_{\delta 1}^5 n_{x1}^2} \Delta T_{p1}^2 = 0; \quad (16)
\end{aligned}$$

где ΔT_{p1} – рациональное снижение температуры воздуха в первом воздухоохладителе, К;

$$\frac{\partial N_{\text{кy}}}{\partial (\Delta T_{p2})} = \frac{G_6 R}{\eta_\kappa} \left(-\frac{m_3}{m_3 - 1} \left(\varepsilon_3^{\frac{m_3-1}{m_3}} - 1 \right) \right) + \frac{24\lambda_\partial}{\pi^2 \rho_w^2 \eta_H} \left(\frac{G_6 c_{p6}}{c_w \Delta T_{w2}} \right)^3 \frac{L_2}{d_{\delta 2}^5 n_{x2}^2} \Delta T_{p2}^2 = 0, \quad (17)$$

где ΔT_{p2} – рациональное снижение температуры воздуха во втором воздухоохладителе, К;

Решая уравнения (16) и (17) относительно ΔT_{p1} и ΔT_{p2} , получим

$$\Delta T_{p1} = \left(\frac{R \eta_H d_{\delta 1}^5 (\pi \rho_w n_{x1})^2 (c_w \Delta T_{w1})^3 \left(\frac{m_2}{m_2 - 1} \left(\varepsilon_2^{\frac{m_2-1}{m_2}} - 1 \right) + \frac{m_3}{m_3 - 1} \varepsilon_2^{\frac{m_2-1}{m_2}} \cdot \left(\varepsilon_3^{\frac{m_3-1}{m_3}} - 1 \right) \right)}{24 \lambda_\partial \eta_\kappa L_1 G_6^2 c_{p6}^3} \right)^{0.5};$$

$$\Delta T_{p2} = \left(\frac{R \eta_n d_{e2}^5 (\pi \rho_w n_{x2})^2 (c_w \Delta T_{w2})^3 \left(\frac{m_3}{m_3 - 1} \varepsilon_2^{\frac{m_2 - 1}{m_2}} \cdot \left(\varepsilon_3^{\frac{m_3 - 1}{m_3}} - 1 \right) \right)}{24 \lambda_{\partial} \eta_k L_2 G_6^2 c_{p6}^3} \right)^{0.5} .$$

Расход охлаждающей воды через воздухооохладители, соответствующий данным температурам может быть определен из зависимостей (11) и (12).

Таким образом, получены аналитические зависимости, позволяющие определить рациональное снижение температуры сжатого воздуха в промежуточных воздухооохладителях и обеспечивающие минимальный расход электроэнергии компрессорной установкой.

Список литературы

1. Цейтлин Ю.А., Мурзин В.А. Пневматические установки шахт.– М.: Недра, 1985.– 352 с.
2. Замыцкий О.В. Влияние промежуточного охлаждения на показатели работы турбокомпрессоров // Горн. инф.-анал. бюл. : Научн. – техн. сб. Моск. горн. ун-та. –2002.– №1.–С. 81-82.