

Модель термогазодинамических процессов в контактных воздухоохладителях турбокомпрессора

Разработана модель термогазодинамических процессов в контактных воздухоохладителях турбокомпрессора. Применение позволяет снизить энергозатраты при производстве сжатого воздуха для металлургических предприятий и повысить производительность компрессорных станций на 12-20 % за счет нормализации температурных режимов. Библиогр.: 5 назв.

Ключевые слова: модель, контактный воздухоохладитель, турбокомпрессор, производительность, энергозатраты

The model of thermogasodynamical processes in in contact air-coolers of turbo-compressor is developed. Application allows to reduce energy consumption during production of pressurized air for metallurgical enterprises and to increase capacity of compressed-air plants up to 12-20 % due to normalization of temperature conditions

Keywords: model, contact air-cooler, turbo-compressor, capacity, energy consumption

Вступление

Стабильность и качество пневмоснабжения металлургических предприятий в существенной мере определяется эффективностью охлаждения сжатого воздуха в турбокомпрессорах. При эксплуатации турбокомпрессоров в промышленных условиях происходит постоянное прогрессирующее загрязнение теплообменных поверхностей воздухоохладителей, сопровождающееся ухудшением эффективности охлаждения. Это связано с интенсивным образованием накипи на внутренней поверхности труб воздухоохладителей из-за высокой минерализации воды в циркуляционной системе водоснабжения турбокомпрессоров, а также с образованием пылемаляного пригара на наружной поверхности труб и оребрения, вследствие работы на загрязненном промышленными выбросами воздухе. Повышению температуры сжатого воздуха способствует также недостаточно эффективное охлаждение циркуляционной (охлаждающей) воды в градирне. При этом, возрастание температуры воздуха на выходе из промежуточных воздухоохладителей (ПВО) всего на 10 °С приводит к снижению производительности турбокомпрессора на 2-4 %, удельные затраты электроэнергии возрастают на 1,5-2 %. Вследствие этого уменьшается давление сжатого воздуха в пневматических сетях и на потребителях. Увеличение температуры воздуха после концевых воздухоохладителей переносит точку интенсивного выпадения конденсата в трубопроводах далее места установки влагоотделителей, это приводит к попаданию влаги в металлургическое оборудование и преждевременный выход его из строя.

Известные способы снижения образования накипи, такие как умягчение или магнитная обработка воды, не получили широкого распространения из-за недостаточной эффективности.

Обследованием компрессорных станций Кривбасса установлено, что из-за загрязнения теплообменных поверхностей период непрерывной эксплуатации воздухоохладителей между очистками не превышает 1-2 месяца, а температура воздуха после воздухоохладителей в среднем завышена на

40-65 °С, что соответствует снижению производительности турбокомпрессоров на 12-20 %.

Одной из причин такого положения является отсутствие оборудования для стабильного поддержания номинального теплового режима турбокомпрессора, что приводит к значительным энергетическим и экономическим издержкам при производстве сжатого воздуха. Разработка новых технических решений для совершенствования металлургических предприятий требует научного обоснования основанного на закономерностях теплообменных и газо-гидродинамических процессов протекающих при охлаждении воздуха в турбокомпрессорах.

Более эффективно применение контактных воздухоохладителей, работающих при непосредственном контакте сжатого воздуха и охлаждающей воды.

Постановка задачи

Основным достоинством контактного охлаждения воздуха является высокая интенсивность теплообмена из-за отсутствия разделяющих поверхностей, подверженных загрязнению накипью, так как здесь теплообмен протекает при непосредственном контакте сред. Вследствие этого в процессе эксплуатации эффективность контактного воздухоохладителя практически не должна изменяться. Причем, в воздухоохладителях может быть реализован режим охлаждения с одновременным осушением воздуха. Впервые такая возможность обоснована в работе [1]. Основные закономерности такого процесса были исследованы в работах [2-4]. В тоже время вопрос определения рациональных параметров контактных аппаратов требует дальнейшего изучения. Наиболее эффективным путем решения этого вопроса является проведение экспериментов на компьютерной модели. Создание такой модели и является целью данной работы.

Результаты работы

В качестве исходной принята конструктивная схема контактного воздухоохладителя типа «труба Вентури – центробежный сепаратор-каплеуловитель». Принимаем, что теплообменные процессы в аппарате протекают от момента распыле-

ния жидкости в горловине смесителя, до полного разделения смеси в сепараторе. Принимаем, что движущей силой теплообмена является разность температур – температурный напор ΔT . Тепломассообмена – разность между температурой жидкости T_w и температурой газа по смоченному термометру T_m , т. е. разность температур на внутренней и внешней границах пограничного слоя насыщенного газа. Массообмена – разность абсолютных влагодержаний газа Δd .

В качестве исходной также принимается физическая модель контактного тепломассообмена, предложенная в работе [5]. Особенностью данной модели является наличие двух пограничных слоев (насыщенного и ненасыщенного газа), существенно различающихся своими свойствами. В первом из них происходит изменение энтальпии газа, во втором – изменение абсолютного влагодержания газа при постоянной энтальпии. Другой особенностью является наличие локального потока газа G_{cl} , циркулирующего через пограничный слой.

Тогда, выражение для коэффициента интенсивности тепломассообмена имеет вид [5]

$$Km = \frac{T_{m2} - T_{w1}}{T_{m1} - T_{w1}} = \left(1 + \frac{Kt e^{-Kt}}{1 + Bm} \right) e^{-Kt} \quad (1)$$

где $Bm = \frac{G_w c_{pw}}{G_g c_g}$ – отношение тепловых эквивалентов жидкости и газа.

Коэффициент Km , в свою очередь, зависит от двух безразмерных величин

$$Kt = \sigma m_m F_m \quad \text{и} \quad Bm_1 = Bm + 1, \quad (2)$$

т. е.

$$Km = f(Kt, Bm_1). \quad (3)$$

Принимая, что процесс тепломассообмена протекает от момента распыления жидкости в горловине смесителя до полного разделения смеси в сепараторе, полагаем $R = R_c = D_c/2$, $U = U_c$. С учетом этого

$$Re_\kappa = \frac{v_r^3 D_c}{2U_c^2 v_b}, \quad (4)$$

Введем также дополнительное параметрическое число подобия LD , описывающее геометрические размеры реактивного пространства:

$$LD = \frac{L_p}{D_p}, \quad (5)$$

где L_p и D_p длина и диаметр реактивного пространства.

Таким образом, с учетом выше изложенного запишем

$$Km = f(Re_\kappa, Bm_1, LD). \quad (6)$$

Итак, в результате анализа уравнения интенсивности тепломассообмена установлено, что расчет параметров жидкости и газа в широком диапазоне их изменения в контактных воздухоохладителях турбокомпрессора, состоящих из аппаратов типа труба Вентури – центробежный сепаратор, может быть произведен с помощью трех определяющих чисел подобия:

$$Re_\kappa = \frac{v_r^3 D_c}{2U_c^2 v_b} \text{ – комбинированного числа}$$

Рейнольдса – Фруда;

$$Bm = \frac{Bw_n}{1 + Ke_b} \text{ – числа подобия тепловых}$$

эквивалентов;

$$LD = \frac{L_p}{D_p} \text{ – параметрического числа подобия.}$$

Критериальное уравнение может быть записано в виде степенной функции

$$Km = A Re_\kappa^{x_2} Bm_1^{x_3} LD^{x_4}. \quad (7)$$

Постоянная A и показатели степеней x_2 , x_3 и x_4 определены по результатам лабораторных экспериментов методом наименьших квадратов [2, 3].

Окончательно уравнение имеет следующий вид

$$Km = 3,9 Re_\kappa^{-0,1} Bm_1^{-0,45} LD^{-0,01}, \quad (8)$$

что получило подтверждение результатами промышленных испытаний натурального образца.

Гидродинамическая устойчивость газожидкостной системы в контактных аппаратах определяется критерием Кутателадзе, характеризующем условия после начала образования капель:

$$Ku = \frac{U_c^2 \sqrt{\rho_r}}{\sqrt[4]{\sigma_w \rho_w g}}. \quad (9)$$

где σ_w – коэффициент поверхностного натяжения жидкости, Н/м; g – ускорение свободного падения.

Критерий Ku определяет максимальную скорость газа, при которой отсутствует капельный унос жидкости по причине срыва пленки со стенок аппарата.

Тогда, стабильная работа воздухоохладителя, с точки зрения отсутствия капельного уноса, обеспечивается при условиях $Ku < Ku_{кр}$.

Для условий в устье аппарата расчетные параметры должны быть отнесены к начальным – для жидкости и к конечным – для газа.

Тогда, для обеспечения гидродинамической устойчивости скорость воздуха в сепараторе должна быть меньше некоторого критического значения

$$U_{c,кр} = \frac{Ku_{кр} \sqrt[4]{\sigma_w \rho_w g}}{\sqrt{\rho_b}}, \text{ м/с.} \quad (10)$$

По критерию устойчивости газожидкостной системы Ku проверяют аппарат на предельный расход газа в таком же широком диапазоне режимных параметров и теплофизических свойств сред, как и по другим зависимостям, приведенным в данной работе.

Критическое значение критерия устойчивости газожидкостной системы $Ku_{кр}$ определено по результатам лабораторных экспериментов, подтверждено промышленными испытаниями натурного образца [3, 4], и составляет 5,42.

Гидродинамическое сопротивление контактного воздухоохладителя представляет собой сумму гидродинамических сопротивлений трубы Вентури и сепаратора-каплеуловителя:

$$\Delta p_k = \Delta p_t + \Delta p_c, \text{ Па}, \quad (11)$$

где Δp_k – гидравлическое сопротивление аппарата, Па; Δp_t – гидравлическое сопротивление трубы Вентури, Па; Δp_c – гидравлическое сопротивление сепаратора, Па.

Гидравлическое сопротивление трубы Вентури при подаче в нее орошающей жидкости Δp_t с достаточной точностью можно представить как сумму гидравлического сопротивления «сухой» трубы и гидравлического сопротивления, обусловленного подачей в трубу орошающей жидкости

$$\Delta p_t = \Delta p_r + \Delta p_w, \text{ Па}. \quad (12)$$

Гидравлическое сопротивление «сухой» трубы Вентури Δp_r определяется по формуле

$$\Delta p_r = \zeta_r \frac{\rho_r v_r^2}{2}, \text{ Па}, \quad (13)$$

где ζ_r – коэффициент гидравлического сопротивления «сухой» трубы Вентури; ρ_r – плотность газа при условиях (по температуре и давлению) выхода из трубы, кг/м³.

Гидравлическое сопротивление труб Вентури, обусловленное вводом орошающей жидкости, определяется по формуле

$$\Delta p_w = \zeta_w \frac{m \rho_w v_r^2}{2}, \text{ Па}, \quad (14)$$

где $m = V_w / V_r$ – удельное орошение, м³/м³.

Гидравлическое сопротивление сепаратора-каплеуловителя

$$\Delta p_c = \zeta_c \frac{\rho_c U_c^2}{2}, \text{ Па}, \quad (15)$$

где ζ_c – коэффициент гидравлического сопротивления сепаратора.

Коэффициент гидравлического сопротивления ζ_c сепаратора-каплеуловителя определенный по результатам натурных испытаний [3] составляет 1,9.

Окончательно, для гидравлического сопротивления контактного воздухоохладителя, получим

$$\Delta p_k = 0,5(\zeta_r v_r^2 (\rho_r + 0,63 \rho_w m^{0,7}) + \zeta_c \rho_c U_c^2), \text{ Па}. \quad (16)$$

Таким образом, с учетом изложенного выше, математическая модель контактного воздухоохладителя турбокомпрессора имеет следующий вид:

$$\begin{cases} \Delta T = \Delta_d \\ Km = AR e_k^{x_2} B m_1^{x_3} LD^{x_4} \\ Ku < Ku_{кр} \\ \Delta p_k = 0,5(\zeta_r v_r^2 (\rho_r + 0,63 \rho_w m^{0,7}) + \zeta_c \rho_c U_c^2) \end{cases} \quad (17)$$

На основе данной модели разработан алгоритм модели контактного воздухоохладителя турбокомпрессора.

Вывод

Таким образом, разработана модель термодинамических процессов в контактных воздухоохладителях турбокомпрессора, применение которых позволяет снизить энергозатраты при производстве сжатого воздуха для металлургических предприятий и повысить производительность компрессорных станций на 12-20 % за счет нормализации температурных режимов. В дальнейшем планируется проведение экспериментов по определению рациональных параметров таких аппаратов.

Библиографический список

1. Замыцкий О. В. Анализ способов охлаждения при производстве сжатого воздуха для горных машин / О. В. Замыцкий // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М. МГГУ. – 2001. – № 10. – С. 67-71.
2. Замыцкий О. В. Теплообмен в контактом охладителе циркуляционной воды турбокомпрессора / О. В. Замыцкий // Разработка рудных месторождений. – Кривой Рог. – 2004. – № 87. – С. 125-129.
3. Замыцкий О. В. Контактное охлаждение сжатого воздуха в турбокомпрессорах / О. В. Замыцкий, Б. М. Литовко // Вестник Криворожского технического университета : сбор. науч. тр. – 2005. – № 10. – С. 45-49.
4. Замыцкий О. В. О гидродинамической устойчивости газожидкостной системы в контактных воздухоохладителях турбокомпрессора / О. В. Замыцкий // Горный информационно-аналитический бюллетень. – М.: МГГУ. – 2003. – № 6. – С. 43-45.
5. Андреев Е. И. Расчет тепло- и массообмена в контактных аппаратах / Е. И. Андреев. – Л.: Энергоатомиздат, 1985. – 192 с.

Поступила 12.03.20114