

УДК 662.613.5:62-681

РАСЧЕТ ТЕМПЕРАТУРНО-ВЛАЖНОСТНОГО РЕЖИМА СТЕНОК КИРПИЧНЫХ И ЖЕЛЕЗОБЕТОННЫХ ДЫМОВЫХ ТРУБ

Д.А. Хворенков, О.И. Варфоломеева, Е.В. Корепанов

Ижевский государственный технический университет
им. М.Т. Калашникова, г. Ижевск, Россия
HvorenkovDA@mail.ru

Резюме: Представлена методика расчета температурно-влажностного режима кирпичных и железобетонных дымовых труб. Моделируются процессы теплообмена продуктов сгорания в газовом объеме дымовых труб, а также тепло- и массообмена в их стенках. Рассчитаны параметры влагопереноса в стенках железобетонной дымовой трубы в различных режимах работы котельной установки. Определены границы параметров дымовых газов, при которых реализуется «сухой» режим работы железобетонной дымовой трубы.

Ключевые слова: дымовая труба, котельная установка, конденсатообразование, влагоперенос, диффузия водяных паров, температурно-влажностный режим.

CALCULATION OF TEMPERATURE-HUMIDITY MODE OF BRICK AND REINFORCED CONCRETE CHIMNEYS WALLS

D.A. Khvorenkov, O.I. Varfolomeeva, E.V. Korepanov

Kalashnikov Izhevsk State Technical University, Izhevsk, Russia
HvorenkovDA@mail.ru

Abstract: The method for calculating the temperature-humidity mode of brick and reinforced concrete chimneys is presented. The processes of heat exchange of combustion products in the gas volume of the chimneys and heat and mass transfer in it's walls also, are modeled. The parameters of vapour transfer in the walls of reinforced concrete chimneys in various operating modes of the boiler plant are calculated. The range of flue gases parameters at which the "dry" operating mode of a reinforced concrete chimneys is realized is determined.

Keywords: chimney, boiler plant, condensation, vapour transfer, diffusion of water vapour, temperature-humidity mode.

Введение

При выборе режимов работы котельных установок следует поддерживать параметры потока продуктов сгорания на входе в дымовые трубы в диапазонах, обеспечивающих не только высокие технико-экономические показатели работы котельной, но и безопасные для строительных конструкций труб температурно-влажностные режимы. Поэтому наряду с гидродинамикой потока дымовых газов в дымовой трубе [1; 2] необходимо рассчитывать влажосодержание, теплофизические характеристики дымовых газов и параметры влагообмена [3–5].

Увлажнение материалов стенок кирпичных и бетонных дымовых труб, а также внутренней поверхности стальных дымовых труб при длительном воздействии приводит к разрушению материалов дымовых труб и потере их несущей способности. При расчете увлажненных конструкций необходимо учитывать и влияние их влажностного состояния на характеристики тепло-, влаго- и паропропускания материалов [6]. Наибольшее влияние на влажностный режим стенок при эксплуатации дымовых труб оказывает влага, конденсирующаяся или сорбирующаяся на внутренней поверхности стенки трубы. Эта влага, в основном, в виде пара переносится диффузией сквозь стенку кирпичных и железобетонных дымовых труб, которая при неблагоприятных условиях конденсируется в толще стенки трубы.

Теоретические основы

Расчет влажностного режима стенок дымовой трубы заключается в проверке возможности выпадения конденсата на внутренней поверхности трубы и определении зоны возможного выпадения конденсата в толще стенки.

Поддержание температуры внутренней поверхности дымовой трубы τ_B выше температуры точки росы t_d позволяет не допустить конденсации паров воды или серной кислоты на поверхности. Необходимая температура внутренней поверхности может быть обеспечена, в первую очередь, увеличением термического сопротивления ствола трубы или повышением температуры потока дымовых газов.

Проверка на выпадение конденсата может быть проведена по неравенству $e_B > E_B$, которое описывает условия выпадения конденсата, когда упругость водяного пара e_B , вычисленная по температуре внутренней поверхности стенки τ_B , больше максимальной упругости водяного пара E_B , определенной по температуре внутреннего воздуха t_B . Температура внутренней поверхности стенки трубы может быть определена по формуле

$$\tau_B = t_B - \frac{q_1}{\pi \alpha_B d_B}.$$

Линейный тепловой поток для n -слойной стенки, расчетная схема которой показана на рис. 1, запишется:

$$q_1 = \frac{t_B - t_H}{\frac{1}{\pi \alpha_B d_B} + \sum_{i=1}^n \frac{1}{2\pi \lambda_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i} + \frac{1}{\pi \alpha_H d_H}}, \text{ Вт/м,}$$

где α_H – коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности дымовой трубы [1; 7] для различных высотных отметок рассматриваемых сечений; t_H – температура наружного воздуха; t_B – температура потока дымовых газов в рассматриваемом сечении; λ_i – коэффициент теплопроводности i -го слоя стенки дымовой трубы; d_i, d_{i+1} – диаметры слоев стенки дымовой трубы. В случае однослойной стенки $d_i = d_B, d_{i+1} = d_H$.

Для расчета теплообмена на внутренней поверхности используется критериальное уравнение

$$\text{Nu} = \frac{\frac{\xi}{8} \text{Re Pr}}{1 + \frac{900}{\text{Re}} + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (\text{Pr}^{2/3} - 1)}; \quad \xi = (1,82 \lg \text{Re} - 1,64)^{-2}.$$

Здесь $\text{Re} = v d_B \rho_{\Gamma} / \mu_{\Gamma}$ – число Рейнольдса; $\text{Pr} = \mu_{\Gamma} c_{\Gamma} / \lambda_{\Gamma}$ – число Прандтля; v – средняя скорость дымовых газов в трубе; $\rho_{\Gamma}, c_{\Gamma}, \lambda_{\Gamma}, \mu_{\Gamma}$ – плотность, удельная массовая изобарная теплоемкость, коэффициент теплопроводности, динамический коэффициент вязкости дымовых газов соответственно.

По рассчитанному значению Nu вычисляется коэффициент теплоотдачи $\alpha_B = Nu \lambda_r / d_B$ на внутренней поверхности дымовой трубы.

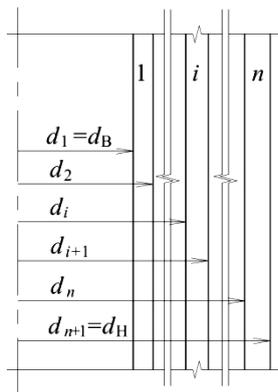


Рис. 1. Расчетная схема многослойной цилиндрической стенки дымовой трубы

Массовый расход дымовых газов определяется по заданным средней в сечении примыкания газохода скорости v_{BX} потока, температуре потока t_{BX} на входе в дымовую трубу с известным внутренним диаметром d_B :

$$G = v_{BX} \rho_{BX} \frac{\pi d_B^2}{4} .$$

Расчет влажностного режима газового объема и стенки дымовой трубы проводится совместно с тепловым расчетом позонно для каждого расчетного k -го сечения, начиная с отметки присоединения газохода и до верхней отметки оголовка трубы (сечение m на рис. 2). Скорость потока $v^{(k)}$ уточняется в каждом сечении дымовой трубы с учетом значений внутреннего диаметра и плотности в предыдущем и следующем сечениях:

$$v^{(k)} = \frac{4G^{(k)}}{\pi (d_B^{(k)})^2 \rho^{(k)}} .$$

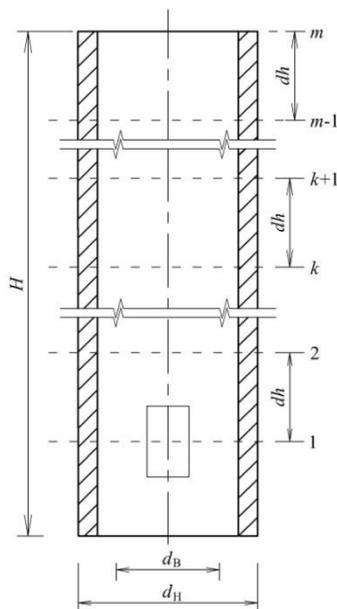


Рис. 2. Схема позонного расчета теплового и влажностного режимов дымовой трубы

Средние между сечениями физические параметры дымовых газов определяются по предварительно заданному значению температуры в верхнем из двух смежных сечений и вычисленному значению температуры в нижнем.

Тепловой поток через n -слойную стенку (рис. 2) в зоне высотой dh со средним по высоте зоны внутренним диаметром $d_{\text{в}}$ и средним по высоте зоны наружным – $d_{\text{н}}$ определяется по формуле для цилиндрической стенки:

$$Q = q_l dh.$$

Расчетное значение средней температуры потока в следующем за расчетным сечением из уравнения теплового баланса с учетом изменения удельной массовой изобарной теплоемкости определяется по формуле (далее верхний индекс, обозначающий принадлежность параметра к текущему сечению, не будет приводиться)

$$t^{(k+1)} = t^{(k)} \frac{c^{(k)}}{c^{(k+1)}} - \frac{Q}{G c^{(k+1)}}. \quad (1)$$

Если заданное значение температуры $t^{(k+1)}$ и расчетное по формуле (1) достаточно близки (не более 0,1%), расчет повторяют с полученным значением температуры.

Относительная влажность дымовых газов в расчетном сечении трубы определяется по формуле

$$\varphi_{\Gamma} = \frac{r_{\text{H}_2\text{O}} P_{\text{ст}}}{E},$$

где $r_{\text{H}_2\text{O}}$ – молярная доля водяного пара.

Максимальная упругость водяного пара E , Па, определяется по таблицам насыщенного водяного пара.

Статическая составляющая давления дымовых газов в стволе $p_{\text{ст}}$, Па, определяется по формуле

$$p_{\text{ст}} = B + \Delta p_{\text{ст}}, \quad (2)$$

а разница статического давления в дымовой трубе и барометрического давления наружного воздуха на рассматриваемой высотной отметке h_k , Па – по формуле

$$\Delta p_{\text{ст}} = p_{\text{д}0} + \Delta p_{\text{тр}} - p_{\text{д}}^{\Gamma} - (\rho_{\text{н}} - \rho_{\Gamma}) g (H - h_k).$$

Здесь B – барометрическое давление наружного воздуха в основании трубы; $p_{\text{д}0}$ – динамическое давление на выходе из дымовой трубы, Па; $p_{\text{д}}^{\Gamma}$ – динамическое давление на рассматриваемой высотной отметке дымовой трубы, Па; $\Delta p_{\text{тр}}$ – потери давления на трение для участка от рассматриваемого сечения на высоте h_k до устья дымовой трубы высотой H , Па; ρ_{Γ} – плотность дымовых газов при температуре t_{Γ} , кг/м³; $\rho_{\text{н}}$ – плотность наружного воздуха при температуре $t_{\text{н}}$, кг/м³.

Диффузия водяных паров через стенку вызвана разностью парциальных давлений соответствующего компонента в потоке дымовых газов и атмосферного воздуха. Кроме разницы парциальных давлений интенсивность диффузии $g_{\text{H}_2\text{O}}$, мг/(ч·м), определяется паропроницаемостью материала стенки.

Поток пара направлен из среды с большим парциальным давлением в среду с меньшим. Для различных видов топлив с учетом особенностей их сжигания объемное (численно равно объемному) содержание водяных паров может меняться в диапазоне $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,10 \div 0,19$, что примерно соответствует диапазону давлений $e = 10,0 \div 19,0$ кПа (нижний предел соответствует сжиганию Кузнецкого угля с коэффициентом избытка воздуха

1,2; верхний – природного газа с коэффициентом избытка воздуха 1,05). Подробнее объемные содержания водяных паров для различных видов топлива представлены в работе [8].

В координатах $e - R_{\Pi}$ парциальное давление водяных паров при установившемся режиме без конденсации изменяется по линейному закону – линия с постоянным тангенсом угла наклона g_{H_2O} во всех слоях (R_{Π} – сопротивление паропрооницанию слоя дымовой трубы). Если парциальное давление пара e в каком-либо сечении стенки больше максимальной упругости водяного пара E (то есть происходит охлаждение влажных дымовых газов более нагретых, чем стенка), то часть влаги из диффундирующего воздуха выпадает в виде конденсата и в сечении устанавливается условие $e = E$.

Поскольку процесс диффузии пара происходит очень медленно, то определенная этим методом зона является предельно возможной для стационарного состояния. Действительная зона может оказаться существенно больше (в сырых стенках) или меньше (в сухих стенках), так как процесс диффузии протекает медленнее, чем происходит изменение климатических условий снаружи трубы.

Значения упругости водяного пара в сечениях стенок определяются по температурному полю. Текущая температура на диаметре d в пределах i -го слоя

$$t_r = \tau_B - (\tau_B - \tau_H) \frac{\ln \frac{d}{d_i}}{\ln \frac{d_{i-1}}{d_i}}, \quad d_B \leq d \leq d_H.$$

По вычисленному одномерному полю температуры определяется максимальная упругость водяного пара E по формулам аппроксимации таблицы температурной зависимости максимальной упругости водяного пара.

По температуре продуктов сгорания в дымовой трубе t_B определяется максимальная упругость водяного пара E_B , а по температуре наружного воздуха t_H – максимальная упругость водяного пара наружного воздуха E_H . По относительной влажности наружного воздуха вычисляется упругость водяного пара:

$$e_H = E_H \varphi_H, \text{ Па.}$$

Парциальное давление (упругость) водяного пара дымовых газов может быть определено по известному молярному, численно равному объемному, содержанию водяных паров $r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_{\Gamma}$ и статическому давлению продуктов сгорания в трубе:

$$e_B = r_{H_2O} p_{ст}, \text{ Па.} \quad (3)$$

Сопротивление паропрооницанию цилиндрической стенки дымовой трубы:

$$R_{\Pi_отр} = R_{\Pi_B} + \sum_{i=1}^n R_{\Pi_i} + R_{\Pi_H}, \text{ Па} \cdot \text{ч} \cdot \text{м} / \text{мг}. \quad (4)$$

Сопротивление парообмену у поверхности стенки, по аналогии с сопротивлением теплоотдаче, обратно пропорционально коэффициенту влагообмена β_{Π} . Сопротивление влагоотдачи плоской стенки может быть определено [9]:

$$R_{\Pi_B(H)} = \left(1 - \frac{\phi}{100}\right) / 0,1333, \text{ Па} \cdot \text{ч} \cdot \text{м}^2 / \text{мг}. \quad (5)$$

Сопротивление влагоотдачи для цилиндрической стенки определяется по β_{Π} , отнесенному к поверхности трубы:

$$R_{\Pi} = \frac{2}{\beta_{\Pi} d_{B(H)}}, \text{ Па} \cdot \text{ч} \cdot \text{м} / \text{мг}.$$

Сопротивление паропрооницанию слоя стенки

$$R_{\Pi_i} = \frac{1}{\mu_i} \ln \frac{d_{i+1}}{d_i}, \text{ Па} \cdot \text{ч} \cdot \text{м/мг}.$$

Поток пара на 1 м длины трубы

$$g_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{e_{\text{В}} - e_{\text{Н}}}{R_{\Pi_{\text{огр}}}}, \text{ мг/(ч} \cdot \text{м)}. \quad (6)$$

Упругость водяного пара на внутренней поверхности

$$e_{\tau_{\text{В}}} = e_{t_{\text{В}}} - g_{\text{H}_2\text{O}} R_{\Pi_{\text{В}}}, \text{ Па},$$

а на наружной поверхности

$$e_{\tau_{\text{Н}}} = e_{t_{\text{Н}}} + g_{\text{H}_2\text{O}} R_{\Pi_{\text{Н}}}, \text{ Па}.$$

Далее определение зоны возможного выпадения конденсата выполняется графически [10]. В координатах $e - R_{\Pi}$ в выбранном масштабе строится линия парциальных давлений $e_t = f(R_{\Pi})$ (рис. 3) и линия максимальных парциальных давлений $E_t = f(R_{\Pi})$. Линия $e_t = f(R_{\Pi})$ строится по двум точкам: $e_{\tau_{\text{В}}}$ на внутренней поверхности и $e_{\tau_{\text{Н}}}$ на наружной поверхности стенки. Точки соединяются прямой линией.

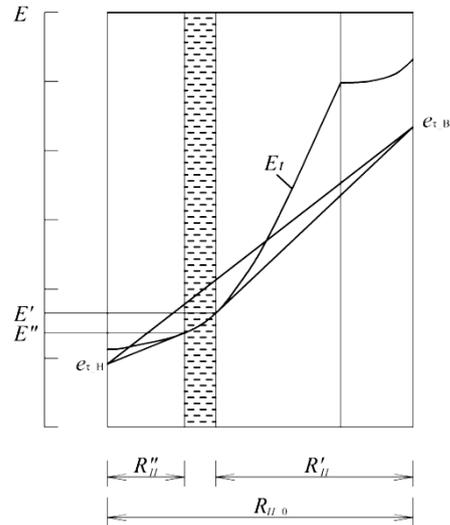


Рис. 3. Определение зоны возможного выпадения конденсата

Если линия максимальных парциальных давлений E_t выше линии парциальных давлений e_t , то конденсации водяных паров в толще не происходит. Если линии e_t и E_t пересекаются, на участках, где линия e_t выше линии E_t возможна конденсация пара, проходящего через слои стенки. Для определения зоны конденсации из точек $e_{\tau_{\text{В}}}$ и $e_{\tau_{\text{Н}}}$ на поверхностях стенки проводят касательные к линии E_t . Между точками касания находится зона возможной конденсации влаги.

Точка касания определяется методом последовательного смещения по линии $E_t = f(R_{\Pi})$ с корректировкой угла наклона секущей до достижения условия касания. По точкам касания определяется: сопротивление паропроницанию участка стены от внутренней поверхности до начала конденсации R_{Π}' , от конца зоны конденсации до

наружной поверхности R_{Π}'' ; максимальное парциальное давление пара в точке начала зоны конденсации E' и максимальное парциальное давление пара в точке конца зоны E'' .

Вычисляется интенсивность потока пара, подходящего к зоне:

$$g' = (e_{\tau_{\text{в}}} - E') / R_{\Pi}', \text{ мг}/(\text{ч} \cdot \text{м}),$$

выходящего из зоны:

$$g'' = (E'' - e_{\tau_{\text{н}}}) / R_{\Pi}'', \text{ мг}/(\text{ч} \cdot \text{м}),$$

и количество влаги, сконденсировавшейся в зоне возможного выпадения конденсата, участка трубы высотой dh :

$$G_{\Pi} = (g' - g'') dh, \text{ мг}/\text{ч}.$$

Расчеты выполняются для всех высотных отметок до верха дымовой трубы. Приведенный расчет теплового и влажностного режима стенки дымовой трубы численно реализован на языке программирования Паскаль. В программе учтено изменение скорости продуктов сгорания при их охлаждении и изменение относительной влажности продуктов сгорания. Методика определения возможной зоны выпадения конденсата водяного пара может быть применена и к парам серной кислоты.

С применением вышеприведенной методики проведено исследование тепло- и массообменных процессов в стенке железобетонной сборной цилиндрической дымовой трубы внутренним диаметром 1,2 и высотой 30 м по типовому проекту [11]. Присоединение газоходов – надземное на отметке 4,4 м по центру высоты газохода, толщина стенки трубы до высотной отметки 8,0 м составляет 250 мм; выше отметки 8,00 м – 100 мм (рис. 4). По проекту дымовая труба однослойная, железобетонная с коэффициентом теплопроводности $\lambda_{\text{тр}} = 2,04 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ и коэффициентом паропроницаемости $\mu = 0,03 \text{ мг}/(\text{м} \cdot \text{ч} \cdot \text{Па})$.

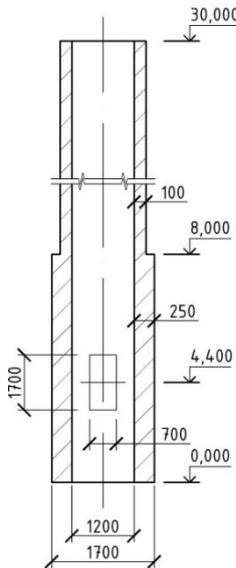


Рис. 4. Геометрическая модель расчетной области сборной железобетонной дымовой трубы $H = 30 \text{ м}$, $d_0 = 1,2 \text{ м}$ по типовому проекту 907-2-229 [11]

В работе [9] автор при расчете влажностного режима рекомендует принимать среднюю температуру наиболее холодного месяца. Расчет проводился для климатических параметров наиболее холодного месяца г. Ижевска: средняя температура $t_{\text{н}} = -13,4 \text{ }^\circ\text{C}$, средняя относительная влажность $\phi_{\text{н}} = 83\%$, барометрическое давление $B = 99700 \text{ Па}$ [12].

Физические параметры дымовых газов соответствуют продуктам полного сгорания природного газа состава: $\text{CH}_4 = 95,81\%$; $\text{C}_2\text{H}_6 = 2,35\%$; $\text{C}_3\text{H}_8 = 0,75\%$; $\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,25\%$; $\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,07\%$; $\text{CO}_2 = 0,16\%$; $\text{N}_2 = 0,60\%$; $\text{O}_2 = 0,01\%$. При коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,05$ в дымовых газах молярная доля водяных паров $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,192$. Расчет выполнялся с отметки центра присоединения газохода 4,4 м и до верха дымовой трубы (отм. 30,0 м). Шаг расчетной сетки по высоте dh составил 0,434 м. Скорость дымовых газов на входе в дымовую трубу принята 15 м/с, согласно рекомендациям на основе технико-экономических расчетов; температура продуктов сгорания на входе $t_{\text{вх}} = 110^\circ\text{C}$.

Результаты. Обсуждение

Темп снижения температуры дымовых газов до высотной отметки 8,0 м при толщине стенки 250 мм по результатам расчета составил $0,15^\circ\text{C}/\text{м}$, с отметки 8,0 до устья трубы, где толщина стенки 100 мм, – $0,22^\circ\text{C}/\text{м}$. По причине снижения температуры по высоте трубы снижалась и максимальная упругость водяных паров, что отразилось на величине относительной влажности дымовых газов: относительная влажность увеличилась с 13,3 до 16,0%.

Расчет показал наличие конденсатообразования в стенке с отметки входа газоходов 4,4 м до сечения, где изменяется толщина стенки трубы на отметке 8,0 м, а также с отметки 24,8 м до устья дымовой трубы. На рис. 5 показано изменение упругости и максимальной упругости водяных паров по толщине стенки дымовой трубы на высотных отметках 6,1 м и 27,4 м.

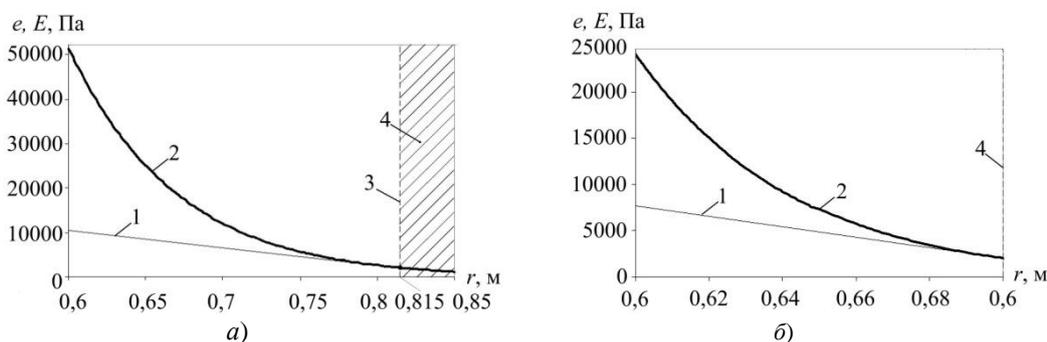


Рис. 5. Распределение парциального давления водяных паров по радиусу r стенки дымовой трубы: а) на высотной отметке 6,1 м; б) на высотной отметке 27,4 м.

1 – линия упругости водяного пара; 2 – линия максимальной упругости водяного пара;
3 – граница зоны конденсатообразования; 4 – зона конденсатообразования

Зона возможного конденсатообразования в нижней части трубы согласно расчета располагается в наружных слоях стенки: с радиуса $r = 0,815$ м до наружного радиуса трубы $r = 0,850$ м. В верхней части дымовой трубы (отм. 27,4 м) конденсация происходит на ее наружной поверхности. При толщине стенки 0,1 м поток пара $g_{\text{H}_2\text{O}} = 6815 \text{ мг}/(\text{ч} \cdot \text{м})$. Определяющим фактором в случае конденсации в верхней части дымовой трубы является охлаждение продуктов сгорания, в нижней – увеличенная толщина стенки. При толщине стенки 0,25 м поток пара составляет $g_{\text{H}_2\text{O}} = 4982 \text{ мг}/(\text{ч} \cdot \text{м})$.

При таком режиме работы котельной установки отсутствуют условия для конденсации водяных паров на внутренней поверхности дымовой трубы, однако это не обеспечивает благоприятный влажностный режим работы железобетонных стенок трубы. Как в нижней, так и в верхней частях дымовой трубы увлажнению подвержены наружные слои стенки. Это подтверждается наиболее распространенными видами дефектов кирпичных и железобетонных дымовых труб при сжигании природного газа [8].

Для определения минимальной температуры дымовых газов на входе в вышеописанную железобетонную дымовую трубу, при которой в ее стенке отсутствует конденсация водяных паров, проведен численный эксперимент. Варьировались значения скорости $v_{\text{вх}}$ дымовых газов на входе в трубу для природного газа (молярная доля водяных паров в продуктах сгорания при $\alpha = 1,05$ $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,192$) и каменного угля (молярная доля водяных паров в продуктах сгорания при $\alpha = 1,20$ $r_{\text{H}_2\text{O}} = 0,094$). Результаты расчетов приведены в виде графиков зависимости минимальной температуры на входе в дымовую трубу, при которой в ее стенках не происходит конденсации водяных паров, от скорости продуктов сгорания в трубе (рис. 6).

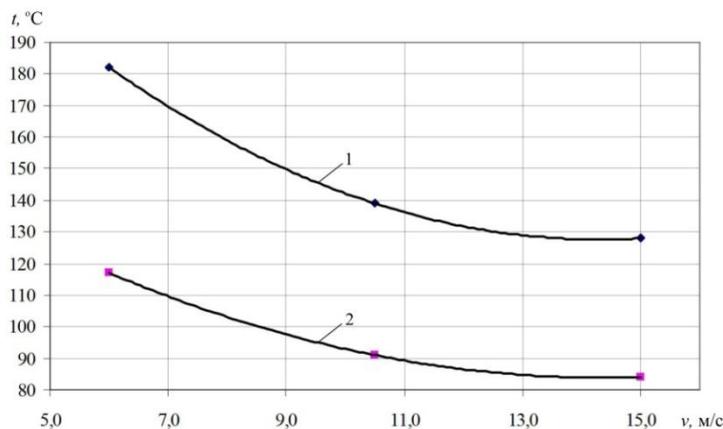


Рис. 6. Минимальная температура дымовых газов на входе в дымовую трубу [11] при различной скорости на входе и сжигаемом топливе: 1 – природный газ; 2 – каменный уголь

По результатам расчетов можно сделать вывод, что на влажностный режим стенок дымовой трубы существенное влияние оказывает скорость течения дымовых газов в трубе. При снижении скорости, что возникает всегда при снижении тепловой нагрузки на котельную, возможна конденсация водяных паров в стенке трубы, увеличивается минимальная температура дымовых газов на входе в трубу, при которой сохраняется сухой режим в стенках трубы. Также влагосодержание дымовых газов оказывает существенное влияние на влажностный режим стенок.

На рис. 7 показано изменение величины потока водяного пара по высоте сборной железобетонной дымовой трубы $H = 30$ м, $d_0 = 1,2$ м [11] при температуре дымовых газов на входе в трубу $t_{\text{вх}} = 110$ °C и $t_{\text{вх}} = 160$ °C при сжигании природного газа и каменного угля соответственно. Кривые получены расчетом потока по формуле (6). На всех кривых видно увеличение потока пара через стенку трубы с ростом высотной отметки. Это связано с возрастанием парциального давления водяного пара внутри трубы при увеличивающемся по высоте статическом давлении потока дымовых газов и уменьшением сопротивления парообмену на внутренней поверхности трубы (формулы (2), (3), (4)). Резкое увеличение потока на отметке 8,0 м объясняется ступенчатым уменьшением толщины стенки трубы с 250 до 100 мм на этой высотной отметке.

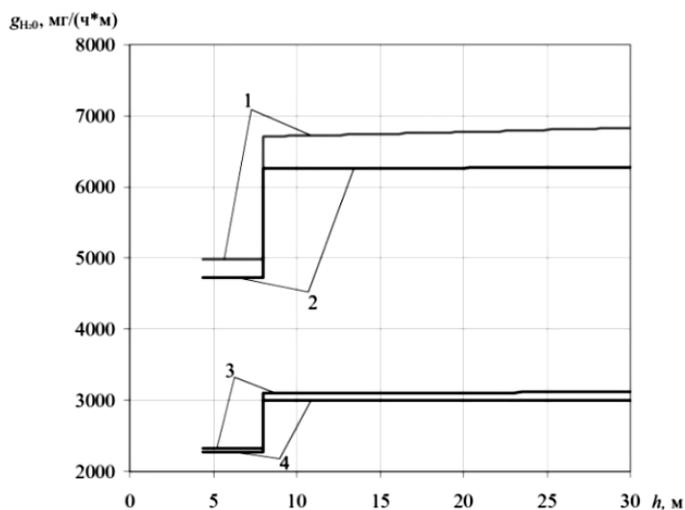


Рис. 7. Распределение потока водяного пара g_{H_2O} по высоте железобетонной дымовой трубы по типовому проекту [11] при температуре дымовых газов на входе в трубу: 1 – $t_{BX} = 110^{\circ}C$, топливо природный газ; 2 – $t_{BX} = 160^{\circ}C$, топливо природный газ; 3 – $t_{BX} = 110^{\circ}C$, топливо каменный уголь; 4 – $t_{BX} = 160^{\circ}C$, топливо каменный уголь

На рис. 8 показан график изменения потока водяного пара через стенку дымовой трубы при различных температурах продуктов сгорания природного газа и каменного угля на входе в трубу по [11]. Увеличение температуры дымовых газов приводит к уменьшению потока. Меньшее значение потока при сжигании каменного угля, чем при сжигании природного газа, объясняется существенно меньшим влагосодержанием продуктов сгорания.

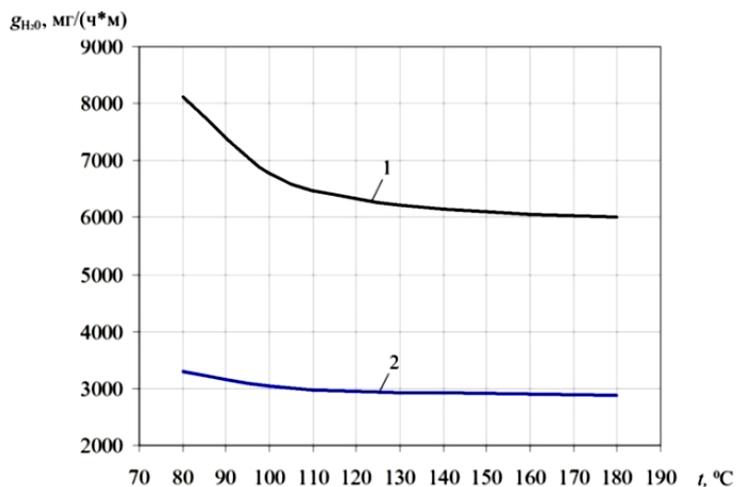


Рис. 8. Поток водяного пара g_{H_2O} при различной температуре дымовых газов на входе в сборную железобетонную дымовую трубу $H = 30$ м, $d_0 = 1,2$ м по типовому проекту 907-2-229 [11] при сжигании: 1 – природного газа; 2 – каменного угля

Уменьшение потока влаги в стенку при увеличении температуры газов на входе в

трубу связано с тем, что при снижении температуры дымовых газов увеличивается их относительная влажность, сопротивление влагообмену снижается согласно формуле (5). Таким образом, поток пара (6) при увеличении температуры дымовых газов снижается. Эта зависимость подтверждается и графиками на рис. 7.

Заключение

Серия расчетов, выполненных для различных режимов работы рассмотренной котельной, показала, что зона конденсатообразования не может располагаться на внутренней поверхности и во внутренних слоях стенок дымовой трубы. Локализация зоны конденсатообразования в железобетонной дымовой трубе выявлена только в наружных слоях стенок во всем диапазоне режимов работы котельной.

Для стальных дымовых труб процесс диффузии влаги в стенку не происходит, поэтому влага конденсируется на внутренней поверхности трубы, следовательно коррозии подвержена верхняя часть трубы, интенсивность которой зависит от химического состава топлива. В железобетонных и кирпичных дымовых трубах область конденсации может локализоваться на любой высотной отметке в стенке трубы.

Литература

1. Хворенков Д.А., Варфоломеева Д.А. Математическое моделирование газовой динамики и теплообмена в системе дымоудаления теплоэнергетических устройств / Труды Академэнерго. 2012. № 4. С. 15–27.
2. Chi-Ming Chu, Md Mizanur Rahman, Sivakumar Kumaresan. Improved thermal energy discharge rate from a temperature-controlled heating source in a natural draft chimney // Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 98. Pp. 991–1002.
3. Liang Xu, Jingqi Yuan. Thermodynamic properties calculation of the flue gas based on its composition estimation for coal-fired power plants // Applied Thermal Engineering. 2015. Vol. 90. Pp. 366–375.
4. C. Chantana, Kumar S. Experimental and theoretical investigation of air-steam condensation in a vertical tube at low inlet steam fractions // Applied Thermal Engineering. 2013. Vol. 54. Iss. 2. Pp. 399–412.
5. L. Yeon-Gun, J. Yeong-Jun, C. Dong-Jae, K. Sin. Experimental Investigation of Steam Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensable Gas on a Vertical Tube // Journal of Energy Engineering. 2015. Vol. 24. Iss. 1. Pp. 42–50.
6. Ильинский В.М. Строительная теплофизика (ограждающие конструкции и микроклимат зданий). М., Высшая школа, 1974. 320 с.
7. Дымовые трубы: справочное пособие / Под ред. М.Н. Ижорина. М.: Теплотехник, 2004. 496 с.
8. Хворенков Д.А., Варфоломеева О.И. К вопросу о конденсатообразовании в дымовых трубах котельных установок // Сантехника. Отопление. Кондиционирование. 2005. № 8. С. 64–68.
9. Фокин К.Ф. Строительная теплотехника ограждающих частей зданий. Изд. 4-е, перераб. и доп. М.: Стройиздат, 1973. 287 с.
10. Bauphysik. Planung und Anwendung. Schild, Pohlenz, Casselmann, Dahmen, Ed. 4. Braunschweig: Vieweg+Teubner Verlag, 1990.
11. Типовой проект 907-2-229 Труба дымовая сборная железобетонная Н=30 м; d0=1,2 м с надземным примыканием газоходов для котельных установок. Альбом 1. Утвержден и введен в действие ВНИПИТЕПЛОПРОЕКТ. Приказ № 179 от 14.09.79 г.
12. СП 131.13330.2012. Свод правил. Строительная климатология. Актуализированная редакция взамен СНиП 23-01-99*. РФ. М.: Министерство регионального развития. 2012. 108 с.

Авторы публикации

Хворенков Дмитрий Анатольевич – старший преподаватель кафедры «Теплоэнергетика» Ижевского государственного технического университета им. М.Т. Калашникова. E-mail: HvorenkovDA@mail.ru.

Варфоломеева Ольга Ивановна – канд. техн. наук, доцент, декан теплотехнического факультета Ижевского государственного технического университета им. М.Т. Калашникова.

Корепанов Евгений Витальевич – канд. техн. наук, доцент кафедры «Теплоснабжение, отопление, вентиляция и кондиционирование» Ижевского государственного технического университета им. М.Т. Калашникова.

References

1. Khvorenkov D.A. Mathematical modeling of gas dynamics and heat transfer in the system of smoke removal of heat-energy devices. D.A. Khvorenkov, O.I. Varfolomeeva. Proceedings of Akademenergo. 2012. No. 4. Pp. 15–27.
2. Chi-Ming Chu, Md Mizanur Rahman, Sivakumar Kumaresan. Improved thermal energy discharge rate from a temperature-controlled heating source in a natural draft chimney. Applied Thermal Engineering. 2016. Vol. 98. Pp. 991–1002.
3. Liang Xu, Jingqi Yuan. Thermodynamic properties calculation of the flue gas based on its composition estimation for coal-fired power plants. Applied Thermal Engineering. 2015. Vol. 90. Pp. 366–375.
4. C. Chantana, S. Kumar. Experimental and theoretical investigation of air-steam condensation in a vertical tube at low inlet steam fractions. Applied Thermal Engineering. 2013. Vol. 54. Iss. 2. Pp. 399–412.
5. L. Yeon-Gun, J. Yeong-Jun, C. Dong-Jae, K. Sin. Experimental Investigation of Steam Condensation Heat Transfer in the Presence of Noncondensable Gas on a Vertical Tube. Journal of Energy Engineering. 2015. Vol. 24. Iss. 1. Pp. 42–50.
6. Ilinsky V.M. Building thermophysics (enclosing structures and microclimate of buildings). M., Higher School, 1974. 320 p.
7. Chimneys: A Reference Manual. Ed. M. N. Izhorina. Moscow: Teploekhnika, 2004. 496 p.
8. Khvorenkov D.A., Varfolomeeva O.I. On the issue of condensate formation in the chimneys of boiler plants. Sanitary Engineering. Heating. Conditioning. 2005. No. 8. P. 64–68.
9. Fokin K.F. The construction of the building is surrounded by a building. Ed. 4, revised and supplemented. M.: Stroyizdat, 1973. 287 p.
10. Bauphysik. Planung und Anwendung. Schild, Pohlenz, Casselmann, Dahmen, Ed. 4. Braunschweig: Vieweg+Teubner Verlag, 1990.
11. Model project 907-2-229. Chimney prefabricated reinforced concrete stack H=30 m; D0=1.2 m with overground flue gas connection for boiler plants. Album 1. Approved and put into operation VNIPITEPLOPROEKT. Order No. 179 of September 14, 1997.
12. SP 131.13330.2012. Set of rules. Construction climatology. Actualized edition instead of SNiP 23-01-99*. Russian Federation. M: Ministry of Regional Development. 2012. 108 p.

Authors of the publication

Khvorenkov Dmitry Anatolyevich – senior teacher, department "Heat power engineering", Kalashnikov Izhevsk State Technical University.

Varfolomeeva Olga Ivanovna – Cand. Sci. (Techn.), associate professor, dean of the Heat Engineering Faculty, Kalashnikov Izhevsk State Technical University.

Korepanov Evgeny Vitalievich – Cand. Sci. (Techn.), associate professor, department "Heat Supply, Heating, Ventilation and Air Conditioning", Kalashnikov Izhevsk State Technical University.

Поступила в редакцию

05 октября 2017 г.