

УДК 621.311.22

К ВОПРОСУ РЕКОНСТРУКЦИИ ДЫМОВЫХ ТРУБ

**Канд. техн. наук, проф. АКЕЛБЕВ В. Д., канд. техн. наук СИЗОВ В. Д.,
магистрант ПИТИРИМОВ В. В.**

Белорусский национальный технический университет

Исследованиям процессов низкотемпературной коррозии поверхностей нагрева котельных агрегатов, дымовых труб посвящены работы А. К. Виеркова, В. Ш. Магадаева, Р. А. Петросяна, А. Ф. Гаврилова, И. И. Стрихи и др., в которых представлены результаты исследований по вопросам механизма образования коррозионных агентов в продуктах сгорания серосодержащих топлив, взаимодействия образующейся серной кислоты с внутренними поверхностями дымовых труб с учетом теплообменных процессов, влияющих на их эффективную работу и долговечность.

Для обоснованного выбора материалов в целях защиты низкотемпературных поверхностей футеровок дымовых труб необходимо иметь достоверные сведения об агрессивности дымовых газов, общепринятым показателем которой в отношении низкотемпературной коррозии является со-

держание в газах серного ангидрида и значения газодинамических потерь давления.

В работе проведены аналитические исследования, основанные на анализе литературных источников, в которых устанавливается связь режимов сжигания топлива со значениями концентраций серного ангидрида в дымовых газах и кислотной точки росы.

Температуры кислотной точки росы можно определить по формуле [1]:

$$t_p = t_{\text{кон}} + \Delta t_p; \quad (1)$$

$$\Delta t_p = 125 \sqrt[3]{S^{\text{п}} / 1,05^{a_{\text{yh}} A^{\text{п}}}}, \text{ } ^\circ\text{C}, \quad (2)$$

где $t_{\text{кон}}$ – температура конденсации влаги при ее парциальном давлении в газах; $S^{\text{п}}$, $A^{\text{п}}$, a_{yh} – опытные коэффициенты, определяющие приведенные содержания серы и золы в рабочем топливе, а также долю золы топлива в уносе соответственно.

Изменения концентрации SO_3 и кислотной точки росы в дымовых трубах в зависимости от количества серы в топливе $S^{\text{п}}$ % могут быть описаны следующими эмпирическими зависимостями [2]:

$$t_p = f(D_{\text{н}}, S^{\text{п}}, \alpha_{\text{т}}); \quad C_{\text{SO}_3} = F(D_{\text{н}} S^{\text{п}} \alpha_{\text{т}}). \quad (3)$$

Для негазоплотных котлов:

при $0,5 < S^{\text{п}} < 1,5$:

$$C_{\text{SO}_3} \cdot 10^3 = S^{\text{п}} \frac{D_i}{D_{\text{н}}} + 25(\alpha_{\text{т}} - 1,02), \text{ } \%; \quad (4)$$

$$t_p = 128 + 4S^{\text{п}} \frac{D_i}{D_{\text{н}}} + 100(\alpha_{\text{т}} - 1,02), \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (5)$$

при $1,5 < S^{\text{п}} < 3$:

$$C_{\text{SO}_3} \cdot 10^3 = [1,5 + (S^{\text{п}} - 1,5) \cdot 0,4] \frac{D_i}{D_{\text{н}}} + 25(\alpha_{\text{т}} - 1,02), \text{ } \%; \quad (6)$$

$$t_p = 128 + (3,6 + 1,6S^{\text{п}}) \frac{D_i}{D_{\text{н}}} + 100(\alpha_{\text{т}} - 1,02), \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (7)$$

Для газоплотных котлов:

при $0,5 < S^{\text{п}} < 1,5$:

$$C_{\text{SO}_3} \cdot 10^3 = (S^{\text{п}} + 2) \frac{D_i}{D_{\text{н}}} + 20(\alpha_{\text{т}} - 1,02), \text{ } \%; \quad (8)$$

$$t_p = 128 + 4(S^{\text{п}} + 2) \frac{D_i}{D_{\text{н}}} + 80(\alpha_{\text{т}} - 1,02), \text{ } ^\circ\text{C}; \quad (9)$$

при $1,5 < S^{\text{п}} < 3$:

$$C_{\text{SO}_3} \cdot 10^3 = \left[3,5 + (S^p - 1,5)0,4 \right] \frac{D_i}{D_H} + 20(\alpha_T - 1,02), \% \quad (10)$$

$$C_{\text{SO}_3} \cdot 10^3 = \left[2,9 + 0,4S^p \right] \frac{D_i}{D_H} + 20(\alpha_T - 1,02), \% \quad (11)$$

$$t_p = 128 + (11,6 + 1,6S^p) \frac{D_i}{D_H} + 80(\alpha_T - 1,02), ^\circ\text{C} \quad (12)$$

где D_H , D_i , α_T , S^p , C_{SO_3} – номинальная и фактическая производительности котлоагрегата, коэффициент избытка воздуха в топке и приведенное содержание серы в рабочем топливе и концентрация SO_3 соответственно.

Приведенные зависимости [2] позволяют с достаточной точностью устанавливать значения концентраций сернистого ангидрида в дымовых газах и кислотные точки росы в зависимости от основных режимных параметров котлов и серосодержания мазутов.

Как видно из приведенных соотношений (4), (6), (8), (10), (11), концентрацию SO_3 в дымовых газах можно снизить, воздействуя на избыток воздуха, условия смешения топливовоздушной смеси, тепловые нагрузки топочного объема и скорость охлаждения продуктов его сгорания, которая зависит от коэффициентов теплоотдачи у внутренней и наружной поверхностей дымовой трубы.

Известно, что у внутренней поверхности дымовой трубы температура и скорость изменяются резко, а в центральной части – незначительно.

В то же время отношение средней скорости к максимальной зависит от числа Рейнольдса [3]

$$\frac{\bar{w}}{w_0} = f(\text{Re}). \quad (13)$$

При этом коэффициент гидравлического трения для гидравлически гладких труб определяется по известной формуле [3]

$$\lambda_{\text{тр}} = \frac{0,3164}{\text{Re}^{0,25}}, \quad (14)$$

а при стабилизированном режиме течения число Нуссельта можно рассчитать [4]

$$\text{Nu}_{\infty d} = \frac{0,125\lambda_{\text{тр}}\text{Pe}_{\infty d}}{1,07 + 12,7\sqrt{\lambda_{\text{тр}}}/8(\text{Pr}^{0,667} - 1)} \left(\frac{\mu_{\infty}}{\mu_0} \right)^n, \quad (15)$$

где $\lambda_{\text{тр}} = (1,821g \text{Re}_{\infty} - 1,64)^{-2}$ – коэффициент гидравлического трения при изотермическом течении газов в трубе.

Для турбулентного режима движения дымовых газов с учетом направления теплового потока использовалась зависимость [4]

$$\bar{\text{Nu}}_{\infty d} = 0,021 \text{Re}_{\infty d}^{0,8} \text{Pr}_{\infty}^{0,43} \left(\frac{\text{Pr}_{\infty}}{\text{Pr}_0} \right)^{0,25}, \quad (16)$$

из которой рассчитывались средние коэффициенты теплоотдачи при отношении длины к внутреннему диаметру $l/d > 50$.

Результаты расчетов коэффициентов теплоотдачи у внутренней поверхности дымовой трубы с использованием приведенных расчетных выражений представлены в виде графических зависимостей. На рис. 1, 2 даны зависимости коэффициентов теплоотдачи у внутренней поверхности трубы от скорости потоков газа при постоянном расходе и различной температуре.

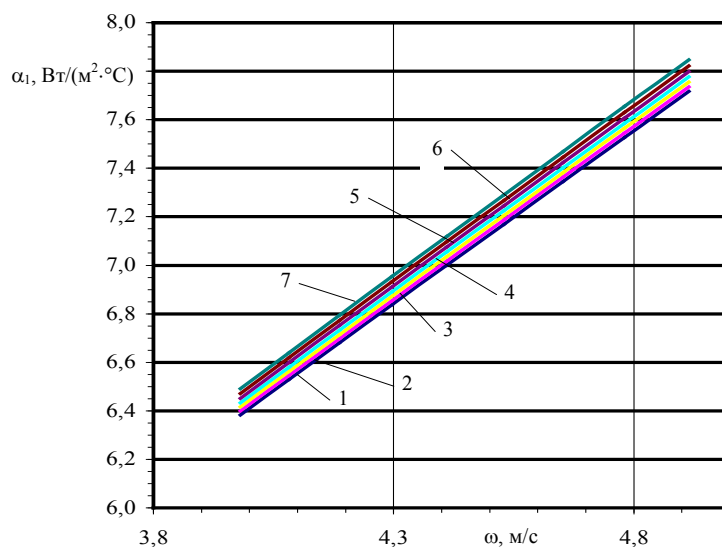


Рис. 1. Зависимость коэффициента теплоотдачи у внутренней поверхности трубы от скорости потока газов при $L = 180000 \text{ м}^3/\text{ч} = \text{const}$: 1 – при $t = 190 \text{ °С}$; 2 – 185; 3 – 180; 4 – 175; 5 – 170; 6 – 165; 7 – 160 °С

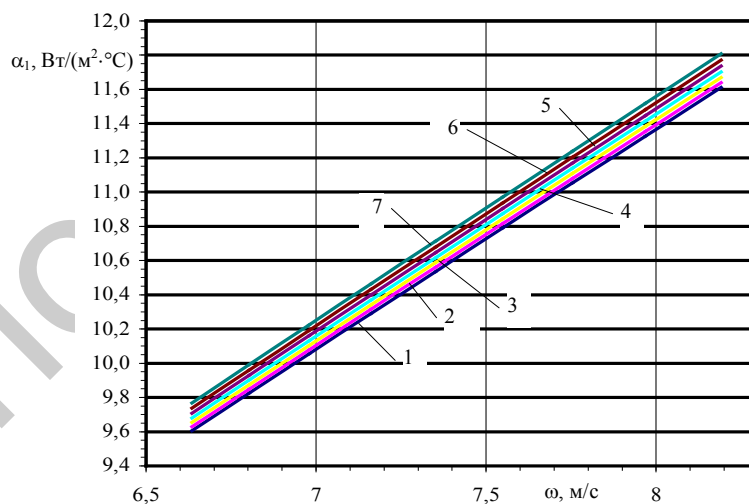


Рис. 2. Зависимость коэффициента теплоотдачи у внутренней поверхности трубы от скорости потока газов при $L = 300000 \text{ м}^3/\text{ч} = \text{const}$: 1 – при $t = 190 \text{ °С}$; 2 – 185; 3 – 180; 4 – 175; 5 – 170; 6 – 165; 7 – 160 °С

На рис. 3, 4 представлены зависимости коэффициента теплоотдачи у внутренней поверхности трубы от расходов газов при заданных температурах и различных диаметрах.

Для определения коэффициента теплоотдачи у внешней поверхности трубы можно воспользоваться следующими зависимостями [4]:

- при $Re_{\infty} < 40$

$$\bar{Nu}_{\infty} = 0,52 Re_{\infty}^{0,5} Pr_{\infty}^{0,37} \left(\frac{Pr_{\infty}}{Pr_0} \right)^{0,25}, \quad (17)$$

для воздуха

$$\bar{Nu}_{\infty} = 0,43 Re_{\infty}^{0,5}; \quad (18)$$

- при $40 < Re < 10^3$

$$\bar{Nu}_{\infty} = 0,26 Re_{\infty}^{0,6} Pr_{\infty}^{0,37} \left(\frac{Pr_{\infty}}{Pr_0} \right)^{0,25}, \quad (19)$$

для воздуха

$$\bar{Nu}_{\infty} = 0,216 Re_{\infty}^{0,6}; \quad (20)$$

- при $Re = 1 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^5$

$$\bar{Nu}_{\infty} = 0,023 Re_{\infty}^{0,8} Pr_{\infty}^{0,37} \left(\frac{Pr_{\infty}}{Pr_0} \right)^{0,25}, \quad (21)$$

для воздуха

$$\bar{Nu}_{\infty} = 0,021 Re_{\infty}^{0,8}. \quad (22)$$

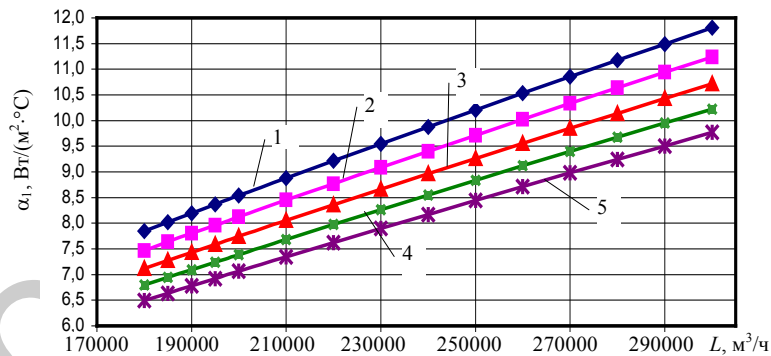


Рис. 3. Зависимость коэффициента теплоотдачи от расхода газов при $t_{\text{газа}} = 160 \text{ } ^\circ\text{C}$:
1 – $\varnothing = 3,6 \text{ м}$; 2 – $3,7$; 3 – $3,8$; 4 – $3,9$; 5 – $\varnothing = 4,0 \text{ м}$

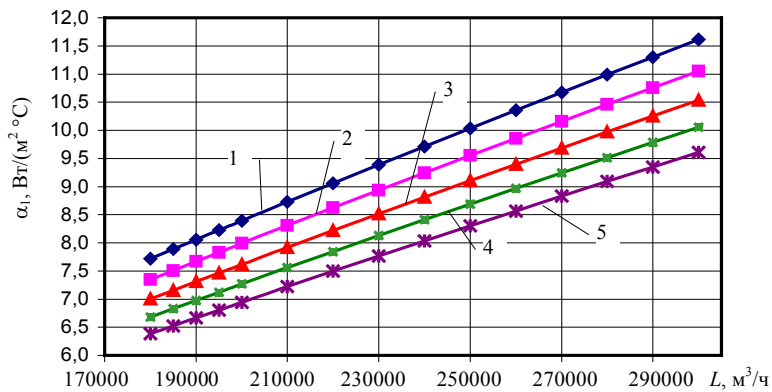


Рис. 4. Зависимость коэффициента теплоотдачи от расхода газов при $t_{\text{газа}} = 190 \text{ }^\circ\text{C}$:

1 – $\varnothing = 3,6 \text{ м}$; 2 – 3,7; 3 – 3,8; 4 – 3,9; 5 – $\varnothing = 4,0 \text{ м}$

За характерный размер принят внешний диаметр трубы, скорость отнесена к устью трубы, характерная температура – средняя по сечению или средняя в трубе. Результаты расчетов приведены в виде графических зависимостей на рис. 5, 6.

Для снижения скорости охлаждения продуктов сгорания и коэффициента теплоотдачи необходимо стремиться к уменьшению коэффициента газодинамического сопротивления у внутренней поверхности дымовых труб, чего можно достичь при использовании для реконструкции дымовых труб газоотводящих стволов из различных материалов, диаметры которых соответствуют объему отводимых газов.

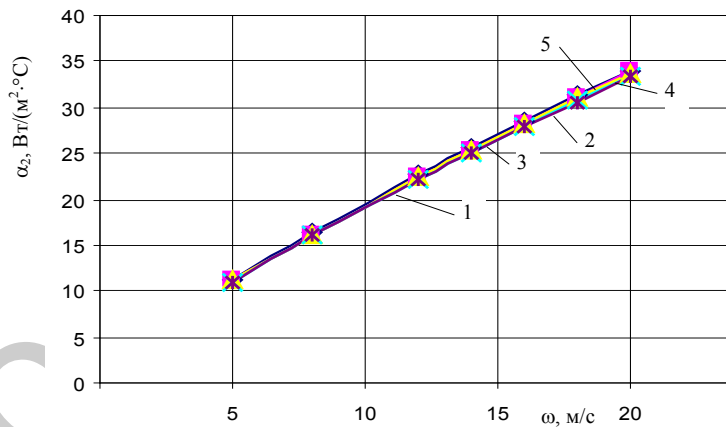


Рис. 5. Зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости ветра и различных диаметров трубы при температуре наружного воздуха $-25 \text{ }^\circ\text{C}$: 1 – $\varnothing = 3,6 \text{ м}$; 2 – 3,7;

3 – 3,8; 4 – 3,9; 5 – 4,0 м

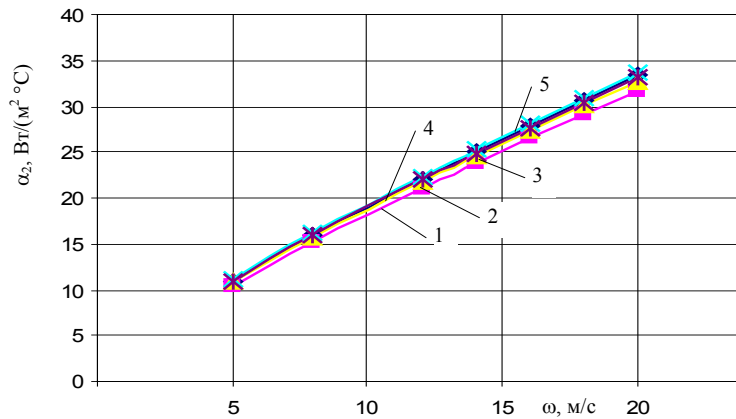


Рис. 6. Зависимость коэффициента теплоотдачи от скорости ветра и температуры наружного воздуха при наружном диаметре трубы 4 м: 1 – $t = (-25) \text{ }^{\circ}\text{C}$; 2 – (-20) ; 3 – (-15) ; 4 – (-10) ; 5 – $(-5) \text{ }^{\circ}\text{C}$

Наиболее часто находят применение газоотводящие стволы из углеродистой стали, которые имеют ограниченный срок службы. Более долговечны конструкции из нержавеющей стали, но их стоимость велика. По нашему мнению, наиболее эффективными и долговечными материалами для газоотводящих стволов являются композиционные материалы на основе стеклопластика, позволяющие создать герметичную, газоплотную и невосприимчивую к агрессивному воздействию газов и конденсатов конструкцию дымовых труб.

Для сравнения качества поверхности материалов, используемых для защиты внутренней поверхности дымовых труб от воздействия агрессивных дымовых газов, необходимо определять газодинамические потери давления в трубе вследствие сил трения газов у поверхности.

Потери давления на трение определяются по известной формуле

$$\Delta P_{\text{тр}} = R_{\text{тр}} n l, \text{ Па}, \quad (23)$$

где n , l , $R_{\text{тр}}$ – поправочный коэффициент, учитывающий гидравлические характеристики поверхности; длина участка трубы, м; удельные потери давления на трение, Па/м. Удельные потери давления на трение определяются как [5]

$$R_{\text{тр}} = \frac{\lambda_{\text{тр}} \rho \omega^2}{d \cdot 2}, \quad (24)$$

где $\lambda_{\text{тр}}$, d , ω , ρ – коэффициент гидравлического трения, диаметр трубы, м, скорость движения газов в дымовой трубе, м/с, плотность газов, кг/м^3 .

Коэффициент сопротивления трения $\lambda_{\text{тр}}$ при турбулентном течении для гидравлически шероховатых труб по А. Д. Альтшулю

$$\lambda_{\text{тр}} = 0,11 - \left(\frac{68}{\text{Re}} + \frac{k_s}{d} \right)^{0,25}, \quad (25)$$

где k_3 – абсолютная эквивалентная шероховатость поверхности используемого материала.

Для сравнения были произведены расчеты газодинамических потерь давления дымовой трубы, облицованной изнутри кирпичом и композиционным материалом на основе стеклопластика, при различных расходах дымовых газов. Результаты расчетов приведены на рис. 7.

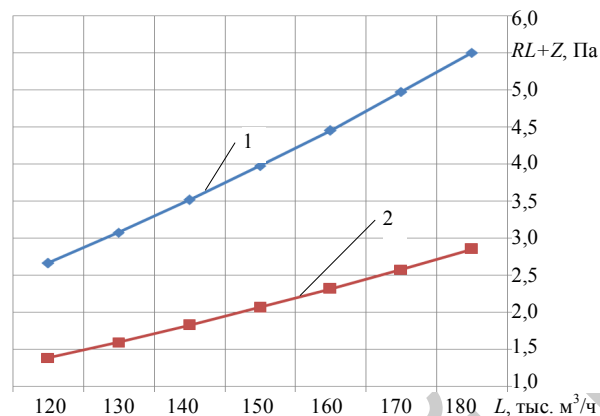


Рис. 7. Зависимость газодинамических потерь давления в дымовой трубе, облицованной изнутри кирпичом и композиционным материалом на основе стеклопластика, от расхода газов: 1 – газодинамические потери дымовой трубы, облицованной изнутри кирпичом; 2 – то же, композиционным материалом на основе стеклопластика

Сравнение результатов показывает, что при одинаковых расходах дымовых газов газодинамические потери давления при выполнении газоотводящего ствола из композиционного материала на основе стеклопластика практически в два раза меньше, чем при внутренней облицовке из кирпича, вследствие чего при введении вовнутрь дымовой трубы газоотводящего ствола из стеклопластика меньшего диаметра объемы удаляемых газов можно увеличить, тем самым снижая вероятность появления кислотной точки росы на внутренней поверхности и устраняя причины образования конденсата.

Для решения конкретной задачи использования газоотводящих стволов из композиционного материала на основе стеклопластика были проанализированы существующие технические решения в этой области.

Наиболее близкими по технической сущности и предлагаемой конструкции явилась дымовая труба [6], содержащая наружную трубу и внутренний составной металлический газоотводящий ствол, секции которого выполнены с возможностью вхождения и размещения друг в друге по принципу «телескоп» и подвешены относительно друг друга и относительно верхней части наружной трубы, причем все комплекты секций расположены последовательно по высоте трубы, а для подвешивания верхних секций на внутренней поверхности наружной трубы предусмотрены наружные элементы.

В то же время недостатками этой дымовой трубы являются:

- необходимость антикоррозионного покрытия внутреннего металлического газоотводящего ствола;

- образование завихрений потока уходящих газов в местах соединения секции;

- сложность в изготовлении телескопической конструкции;

- большая масса металлического газоотводящего ствола;

- при реконструкции дымовых труб невозможно выполнить монтаж без остановки технологического процесса.

Нами было предложено решение [7], суть которого заключается в следующем: газоотводящий ствол выполнен из коррозионно-стойкого материала в виде цилиндра, высота которого составляет 1/3 высоты дымовой трубы, расположенного в ее верхней части, при этом в торцах цилиндра загерметизировано пространство между трубой и газоотводящим стволом, кроме того, шероховатость внутренней поверхности газоотводящего ствола в 10 раз меньше шероховатости внутренней поверхности наружной трубы.

При проведении реконструкции действующей дымовой трубы газоотводящий ствол вставляется методом «сверху вниз», для чего на оголовке трубы устраивается раструб и газоотводящий ствол вставляется в этот раструб, а в нижней части опирается через поворотные сегменты на несущие элементы дымовой трубы. После установки газоотводящего ствола раструб убирается, ствол фиксируется кольцом из металлической пластины $\delta \leq 5$ мм и закрепляется с помощью шпонок. Пространство между наружной поверхностью газоотводящего ствола и внутренней поверхностью дымовой трубы заполняется по торцам газоотводящего ствола уплотняющим газонепроницаемым материалом.

Таким образом, дымовые газы после сжигания в топке топлива с содержанием агрессивных примесей движутся вверх по стволу дымовой трубы. Температура газов по мере продвижения их к оголовку падает и в верхней части ее на высоте не менее 2/3 высоты дымовой трубы достигает температуры точки росы, образовавшийся конденсат стекает вниз по внутренней поверхности газоотводящего ствола, не причиняя вреда внутренней поверхности дымовой трубы.

ВЫВОДЫ

1. Приведены уравнения для определения кислотной точки росы и концентрации SO_3 на поверхности дымовых труб, рассчитаны коэффициенты конвективной теплоотдачи, которые могут изменяться от 8,2 до 11,3 Вт/(м²·К). Коэффициенты теплоотдачи у внешней поверхности труб изменяются от 10,2 до 34,0 Вт/(м²·К). Приведены расчеты газодинамических потерь давления в дымовой трубе, которые практически в два раза меньше при выполнении газоотводящего ствола дымовых труб из композиционного материала на основе стеклопластика по сравнению с кирпичной кладкой.

2. Установлена возможность реконструкции дымовых труб при монтаже внутри нее устанавливаемого стеклопластикового газоотводящего ствола, который исключает воздействие агрессивных дымовых газов, уменьшает термонапряженные воздействия на железобетон, позволяет увеличить

объемы удаляемых газов вследствие меньших газодинамических потерь давления по длине.

3. Показано, что монтаж стеклопластикового газоотводящего ствола дымовой трубы возможен практически без остановки работы котельного агрегата и может выполняться «сверху вниз», что обеспечивает бесперебойную, надежную и эффективную работу.

ЛИТЕРАТУРА

1. Т е п л о в о й расчет котельных агрегатов: нормативный метод / Н. В. Кузнецов [и др.]; под ред. Н. В. Кузнецова [и др.]. – М.: Энергия, 1973.
2. С т р и х а, И. И. Низкотемпературная коррозия и эколого-экономические показатели котельных установок тепловых электростанций / И. И. Стриха. – Минск: НИГП «БелТЭИ», 1998. – 300 с.
3. Г и д р а в л и к а, водоснабжение и канализация: учеб. пособие для вузов / В. И. Калицун [и др.]. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Стройиздат, 2003. – 397 с.
4. Ж у к а у с к а с, А. А. Конвективный перенос в теплообменниках / А. А. Жукаускас. – М.: Наука, 1982. – 472 с.
5. Т е п л о с н а б ж е н и е и вентиляция: курсовое и дипломное проектирование / под ред. проф. Б. М. Хрусталева. – М.: Изд-во «АСВ», 2005. – 576 с.
6. П а т е н т RU 2160814, МПК³ E 04H 12/28.
7. П а т е н т ВУ 4172 U 2008.02.28 МПК(2006) E 04H 12/00.

Представлена кафедрой
теплогазоснабжения и вентиляции

Поступила 25.05.2009