ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКА, 2024, № 4, с. 62–70

ПАРОВЫЕ КОТЛЫ, ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЕ ТОПЛИВО, ГОРЕЛОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА И ВСПОМОГАТЕЛЬНОЕ ОБОРУДОВАНИЕ КОТЛОВ

ОЦЕНКА РАБОТЫ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ ПРИ ОХЛАЖДЕНИИ УХОДЯЩИХ ГАЗОВ КОТЛОАГРЕГАТОВ НИЖЕ ТОЧКИ РОСЫ

© 2024 г. А. А. Кудинов[a], С. К. Зиганшина[a], *

[a]*Самарский государственный технический университет, Молодогвардейская ул., д. 244, г. Самара, 443100 Россия*

******e-mail: svet.zig@yandex.ru*

Поступила в редакцию 19.08.2023 г.
После доработки 08.10.2023 г.
Принята к публикации 01.11.2023 г.

Применение конденсационных теплообменников (КТ) в газифицированных котельных установках позволяет охлаждать уходящие газы ниже точки росы. При установке КТ за котлами одной из задач является обеспечение работы газоотводящих труб без конденсации водяных паров на их внутренних поверхностях. Для защиты дымовых труб от гидратной коррозии на практике применяют, главным образом, байпасирование части продуктов сгорания, не охлажденных в КТ. Представлены результаты расчетов процессов теплообмена охлажденных в КТ продуктов сгорания, движущихся в железобетонной дымовой трубе с прижимной футеровкой, при ее защите от гидратной коррозии методом байпасирования. Расчеты выполнены для трех режимов работы дымовой трубы высотой 180 м, через которую осуществляется отвод газов от трех энергетических котлов типа БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ филиала Самарский ПАО “Т Плюс”. Особенность и сложность расчетов обусловлены изменением теплофизических параметров и скорости движения уходящих газов в трубе в процессе их охлаждения. При этом на изменение параметров существенное влияние оказывает доля перепускаемых помимо КТ газов. Разработаны математическая модель и программа расчета на ЭВМ процессов теплообмена движущихся в дымовой трубе газов при установке КТ за котлами и защите дымовой трубы от гидратной коррозии методом байпасирования. Установлено, что для трехслойной железобетонной дымовой трубы высотой 180 м при температуре наружного воздуха –30°С и работе котлов на номинальной нагрузке количество байпасируемых газов составляет 30–35%. При работе котлов на пониженных нагрузках, составляющих 75 и 60% номинальной, количество байпасируемых газов соответственно равно 35–40 и 40–45%. При наличии в котельных установках конденсационных теплообменников снижаются температурный перепад, свободная температурная деформация и термические напряжения в конструктивных элементах дымовой трубы в 1.33–2.80 раза в зависимости от количества пропускаемых через КТ газов, что повышает надежность работы газоотводящей трубы.

Ключевые слова: котельная установка, продукты сгорания, конденсационный теплообменник, дымовая труба, точка росы водяных паров, доля байпасируемых газов, расчет температурных полей и термических напряжений

DOI: 10.56304/S0040363624040040

В России широкое распространение получила комбинированная выработка электрической и тепловой энергии на ТЭЦ, расположенных на территориях крупных населенных пунктов или на промышленных предприятиях, что соответствует стратегии развития энергетики РФ на период до 2035 г. [1, 2]. При этом для снижения выбросов вредных веществ в окружающую среду в котельных установках ТЭЦ в качестве топлива используется, главным образом, природный газ, в продуктах сгорания которого из маркерных загрязняющих веществ содержатся лишь оксиды азота. Для повышения эффективности сжигания топлива в котельных установках, работающих на природном газе, целесообразно осуществлять охлаждение уходящих газов ниже точки росы в конденсационных теплообменниках, что обусловливается, наряду с уменьшением выбросов оксидов азота, также и высоким качеством выделяющегося из газов конденсата водяных паров [3, 4].

При оснащении котельных установок конденсационными теплообменниками уходящие газы охлаждаются до температуры 30–50°С и одновременно осушаются вследствие конденсации части содержащихся в них водяных паров. Влагосодержание продуктов сгорания уменьшается с 0.11–0.12 до 0.03–0.06 кг/кг сухих газов (далее кг/кг с.г.), а их точка росы снижается с 50–60 до 30–40°С [5–7].

МЕТОДИКА РАСЧЕТОВ ПРОЦЕССОВ ТЕПЛООБМЕНА ПРОДУКТОВ СГОРАНИЯ В ДЫМОВОЙ ТРУБЕ

Наиболее простым способом защиты газоходов от гидратной коррозии является байпасирование части неохлажденных продуктов сгорания. Основная задача состоит в определении оптимальной доли газов, перепускаемых по байпасному газоходу, при которой обеспечивается надежная эксплуатация дымовых труб, отводящих в атмосферу охлажденные и частично осушенные в КТ продукты сгорания [8–11].

В произвольном сечении y дымовой трубы уравнение теплового баланса уходящих продуктов сгорания (газов) в пределах элемента dy можно представить в виде

$$\mathrm{d}Q_{\text{г}} = \mathrm{d}Q_{\text{н}}, \tag{1}$$

где $\mathrm{d}Q_{\text{г}}$ – изменение теплосодержания продуктов сгорания, Вт, на участке dy, соответствующее изменению их температуры на dt, °С; $\mathrm{d}Q_{\text{н}}$ – изменение теплового потока, Вт, на участке dy, передаваемого через конструкцию дымовой трубы в окружающую среду.

С учетом того что $\mathrm{d}Q_{\text{г}} = -G_{\text{г}}c_{\text{г}}\mathrm{d}t$ и $\mathrm{d}Q_{\text{н}} = k_l\pi(t_{\text{г}} - t_{\text{н}})\mathrm{d}y$, выражение (1) можно представить в виде

$$-G_{\text{г}}c_{\text{г}}\mathrm{d}t = k_l\pi(t_{\text{г}} - t_{\text{н}})\mathrm{d}y, \tag{2}$$

где $G_{\text{г}}$, $c_{\text{г}}$ – расход, кг/с, и теплоемкость, Дж/(кг · К), газов; k_l – линейный коэффициент теплопередачи от газов, движущихся в дымовой трубе, через ее цилиндрическую стенку к наружному воздуху, Вт/(м · К); $t_{\text{г}}$, $t_{\text{н}}$ – температура газов на участке dy и наружного воздуха, °С.

Разделив переменные в (2) и проинтегрировав полученное уравнение по y от 0 до y и по t от $t_{\text{г}}^{\text{осн}}$ до $t_{\text{г}}$, можно записать

$$t_{\text{г}} = t_{\text{н}} + \left(t_{\text{г}}^{\text{осн}} - t_{\text{н}}\right)\exp\left(-\frac{k_l\pi y}{G_{\text{г}}c_{\text{г}}}\right), \tag{3}$$

где $t_{\text{г}}^{\text{осн}}$ – температура уходящих газов в основании дымовой трубы, °С.

С помощью уравнения (3) можно рассчитывать температуру газов в любом сечении дымовой трубы. Например, $t_{\text{г}} = t_{\text{г}}^{\text{осн}}$ при $y = 0$ и $t_{\text{г}} = t_{\text{г}}^{\text{ог}}$ при $y = H_{\text{тр}}$ (здесь $t_{\text{г}}^{\text{ог}}$ – температура газов в оголовке дымовой трубы, °С; $H_{\text{тр}}$ – высота дымовой трубы, м).

При расчете линейного коэффициента теплопередачи многослойной цилиндрической стенки дымовой трубы коэффициент теплоотдачи от газов к внутренней поверхности трубы $\alpha_{1\text{к}}$ (конвективная составляющая) вычисляли по критериальному уравнению для турбулентного движения жидкости в канале [12, 13]. Лучистую составляющую коэффициента теплоотдачи α_1 от газов к стенке трубы принимали равной $\alpha_{1\text{л}} =$ $= 5.0–5.5$ Вт/(м^2 · К) [14].

Коэффициент теплоотдачи на наружной поверхности трубы α_2 рассчитывали по формуле [14]

$$\alpha_2 = 6.3\left(K\upsilon_{\text{н}}\right)^{0.66}, \tag{4}$$

где $\upsilon_{\text{н}}$ – средняя скорость (наружная) ветра, м/с; K – коэффициент, учитывающий изменение скорости ветра по высоте трубы.

В расчетах были приняты $\upsilon_{\text{н}} = 5.0$ м/с, $K = 2.42$.

Средние внутренний d_1 и наружный d_2 диаметры газоотводящей трубы рассчитывали по формулам [15]

$$d_1 = 2d_{1\text{в}}d_{1\text{н}}/\left(d_{1\text{в}} + d_{1\text{н}}\right); \tag{5}$$

$$d_2 = 2d_{2\text{в}}d_{2\text{н}}/\left(d_{2\text{в}} + d_{2\text{н}}\right), \tag{6}$$

где $d_{1\text{в}}$, $d_{1\text{н}}$ – внутренний верхний и нижний диаметр трубы; $d_{2\text{в}}$, $d_{2\text{н}}$ – наружный верхний и нижний диаметр трубы.

При работе конденсационного теплообменника влагосодержание и температура уходящих газов, поступающих в дымовую трубу, зависят от доли δ перепускаемых по байпасному газоходу газов. В соответствии с законом сохранения массы водяных паров в газах

$$\delta X_{\text{ух}}^{'} + (1 - \delta)X_{\text{ух}}^{''} = X_{\text{осн}}, \tag{7}$$

где $X_{\text{ух}}^{'}$, $X_{\text{ух}}^{''}$, $X_{\text{осн}}$ – влагосодержание газов соответственно на входе в конденсационный теплообменник и выходе из него и смешанных газов в основании дымовой трубы, кг/кг с.г.

Уравнение теплового баланса для продуктов сгорания в точке смешения охлажденных в КТ и перепускаемых по байпасному газоходу газов выглядит следующим образом:

$$\delta c_{\text{ух}}^{'}t_{\text{ух}}^{'} + (1 - \delta)c_{\text{ух}}^{''}t_{\text{ух}}^{''} = c_{\text{осн}}t_{\text{г}}^{\text{осн}}, \tag{8}$$

где $c_{\text{ух}}^{'}$, $t_{\text{ух}}^{'}$ и $c_{\text{ух}}^{''}$, $t_{\text{ух}}^{''}$ – теплоемкость, Дж/(кг · К), и температура, °С, газов соответственно на входе в конденсационный теплообменник и выходе из него; $c_{\text{осн}}$ – теплоемкость газов на входе в дымовую трубу, Дж/(кг · К).

С учетом (7), (8) формулы для определения температуры газов $t_{\text{г}}^{\text{ог}}$ и температур на внутренней $t_{\text{ст.в}}^{\text{ог}}$ и наружной $t_{\text{ст.н}}^{\text{ог}}$ поверхностях цилиндриче-

ской стенки в оголовке дымовой трубы могут быть представлены в следующем виде:

$$t_{\text{г}}^{\text{ог}} = t_{\text{н}} + \left[\frac{\delta c'_{\text{ух}} t'_{\text{ух}}}{c_{\text{осн}}} + \frac{(1-\delta) c''_{\text{ух}} t''_{\text{ух}}}{c_{\text{осн}}} - t_{\text{н}}\right] \times \exp\left(-\frac{k_l \pi H_{\text{тр}}}{G_{\text{г}} c_{\text{г}}}\right); \quad (9)$$

$$t_{\text{ст.в}}^{\text{ог}} = t_{\text{н}} + \left[\frac{\delta c'_{\text{ух}} t'_{\text{ух}}}{c_{\text{осн}}} + \frac{(1-\delta) c''_{\text{ух}} t''_{\text{ух}}}{c_{\text{осн}}} - t_{\text{н}}\right] \times \left(1 - \frac{k_l}{\alpha_1 d_1}\right) \exp\left(-\frac{k_l \pi H_{\text{тр}}}{G_{\text{г}} c_{\text{г}}}\right); \quad (10)$$

$$t_{\text{ст.н}}^{\text{ог}} = t_{\text{г}}^{\text{ог}} - k_l \left(t_{\text{г}}^{\text{ог}} - t_{\text{н}}\right)\left[\frac{1}{k_l} - \frac{1}{\alpha_2 d_2}\right]. \quad (11)$$

Для предотвращения гидратной коррозии наружных газоходов и дымовых труб вполне достаточно, чтобы температура внутренней поверхности в оголовке дымовой трубы превышала точку росы $t_{\text{р}}$ на 10–15°С [3, 7].

Точка росы водяных паров в продуктах сгорания природного газа может быть рассчитана по формуле [3, 4]

$$t_{\text{р}} = 37.1 \ \lg\left\{\frac{\left[\delta X'_{\text{ух}} + (1-\delta) X''_{\text{ух}}\right] \times 10^3}{3.77 + 0.085\alpha_{\text{ух}}}\right\}, \quad (12)$$

где $\alpha_{\text{ух}}$ – коэффициент избытка воздуха в уходящих газах.

С помощью выражений (3), (9)–(11) можно рассчитывать температуру уходящих газов, поля температур на внутренней и наружной поверхностях дымовой трубы в зависимости от доли байпасируемых неохлажденных газов, теплофизических характеристик материалов многослойной стенки трубы и продуктов сгорания, геометрических параметров трубы и интенсивности воздействия окружающей среды.

После вычисления температурных полей в стенке газоотводящей трубы рассчитывали термические напряжения, возникающие в ее элементах при их жестком закреплении или появлении неоднородного температурного поля. При стационарном режиме работы параметром, определяющим значение термических напряжений в конструктивных элементах трубы, является перепад температур по толщине кирпичной кладки или железобетонного ствола трубы.

Температурное напряжение $\sigma_{\text{кл. }t}$, МПа, в кладке газоотводящей трубы может быть рассчитано по формуле [16] (при температуре стенки трубы $t_{\text{ст}} = 20$–300°С)

$$\sigma_{\text{кл.}t} = 0.165 i_{\text{кл.}t} E_0, \quad (13)$$

где

$$i_{\text{кл.}t} = \alpha_{\text{кл. р}} \Delta t \frac{d_1}{d_2} \quad (14)$$

– свободная температурная деформация кладки кольцевого сечения ствола трубы; E_0 – начальный модуль упругости кладки, МПа; $\alpha_{\text{кл. р}}$ – расчетный температурный коэффициент линейного расширения кладки, 1/К ($\alpha_{\text{кл. р}} = 5 \times 10^{-6}$ 1/К при $t_{\text{ст}} = 20$–200°С); $\Delta t = t_{\text{кл. в}} - t_{\text{кл. н}}$ – температурный перепад по толщине кладки трубы, °С; $t_{\text{кл. в}}$, $t_{\text{кл. н}}$ – соответственно температура внутренней и наружной поверхности кладки ствола трубы, °С.

Для дымовых труб, выполненных из глиняного кирпича марки 100 на растворе марки 50, $E_0 = 3000$ МПа.

Напряжение $\sigma_{\text{б. }t}$, МПа, в железобетонном стволе дымовой трубы, обусловленное температурным перепадом, вычисляется по формуле [14, 16]:

$$\sigma_{\text{б.}t} = 0.25\left(A_{\text{б1}} t_{\text{б1}} - m_{\text{б}} A_{\text{б2}} t_{\text{б2}}\right) E_{\text{б}}, \quad (15)$$

где $A_{\text{б1}}$, $A_{\text{б2}}$ – коэффициент суммарной линейной деформации бетона в зависимости от температуры, 1/°С ($A_{\text{б1}} = 10.5 \times 10^{-6}$ 1/°С, $A_{\text{б2}} = 10 \times 10^{-6}$ 1/°С); $t_{\text{б1}}$, $t_{\text{б2}}$ – температура соответственно наиболее и наименее нагретой поверхности бетона, °С; $m_{\text{б}}$ – коэффициент недогрева ($m_{\text{б}} = 1.0$, при отрицательной температуре арматуры $m_{\text{б}} = 1.15$); $E_{\text{б}}$ – модуль упругости бетона при сжатии, МПа (для бетона марки М300 $E_{\text{б}} = 31500$ МПа).

ОБСЛЕДОВАНИЕ ОБОРУДОВАНИЯ САМАРСКОЙ ТЭЦ

Представленные аналитические зависимости использовали для расчета температуры газов, температурных полей и термических напряжений в железобетонной газоотводящей трубе высотой 180 м Самарской ТЭЦ (проект ТЭЦ ЗИГМ) филиала Самарский ПАО “Т Плюс” при различных режимах работы котлов.

В главном корпусе Самарской ТЭЦ установлено пять энергетических котлов типа БКЗ-420-140 НГМ, работающих под наддувом, и три пиковых водогрейных котла типа КВГМ-180. Основным и резервным топливом является природный газ. Экономическая эффективность за счет установки КТ поверхностного типа за котлом БКЗ-420-140 НГМ Самарской ТЭЦ составляет 50 млн руб/год, а срок окупаемости – менее одного года [9]. Наряду с охлаждением продуктов сгорания в КТ и получением из них конденсата водяных паров

Таблица 1. Результаты обследования энергетического котла ст. № 1 Самарской ТЭЦ (13.5 МПа, 560°С)

Номер режима	D, т/ч	B, м^3/с	Q, МВт (Гкал/ч)	η, %	$t_{ух}$, °С	$\alpha_{ух}$	C_{NO_x}, мг/м^3
1	420	9.139	293.08 (252)	94.20	120	1.24	280
2	360	7.806	252.20 (216.9)	94.42	110	1.25	265
3	300	6.500	209.34 (180)	94.45	107	1.26	240
4	250	5.417	174.45 (150)	94.29	104	1.29	230

Примечание. D – паропроизводительность; B – расход топлива; Q – теплопроизводительность; η – КПД котла; $t_{ух}$ – температура уходящих газов; C_{NO_x} – концентрация оксидов азота в уходящих газах.

(обессоленной воды) происходит снижение содержания оксидов азота в уходящих газах [3, 6, 11].

Внешние металлические газоходы от котлов ст. № 1–3 подключены к железобетонной дымовой трубе ст. № 1 высотой 180 м, от котлов ст. № 4, 5 и трех пиковых водогрейных котлов типа КВГМ-180 – к железобетонной дымовой трубе ст. № 2 высотой 240 м.

С внутренней стороны дымовая труба ст. № 1 по направлению теплового потока от движущихся газов футерована кислотоупорным кирпичом и покрыта минераловатными плитами марки ПП (тепловая изоляция). Толщина стенки железобетонного ствола трубы переменная от 0.6 м (отметка +22.0 м) до 0.2 м (отметка +177.5 м), при его возведении использовали бетон М300.

Внутренний диаметр дымовой трубы в оголовке равен 8.4 м, а на отметке +22.0 м – 15.34 м, наружный диаметр составляет 17.3 и 9.126 м соответственно на отметках +22.0 и +177.5 м. Толщины слоев кислотоупорной футеровки, тепловой изоляции и железобетонного ствола изменяются по высоте трубы и равняются соответственно 0.230, 0.150, 0.600 м в основании и 0.113, 0.050, 0.200 м в оголовке трубы, коэффициенты теплопроводности материалов этих слоев при расчетах принимали равными соответственно 1.57, 0.12 и 2.15 Вт/(м · К) [16]. Средние расчетные внутренний и наружный диаметры равны $d_1 = 10.85$ м, $d_2 = 11.95$ м, средние толщины слоев футеровки, тепловой изоляции и железобетонного ствола – 0.14, 0.08 и 0.327 м соответственно.

Для определения температуры и расхода продуктов сгорания, отводимых в верхние слои атмосферы через дымовую трубу ст. № 1, выполнено обследование энергетических котлов Самарской ТЭЦ при различных режимах работы на природном газе (табл. 1).

Анализ результатов обследования энергетических котлов ст. № 1–3 Самарской ТЭЦ показал, что при работе котлов на номинальной паропроизводительности 420 т/ч температура уходящих газов на входе в дымовую трубу равна 120°С, при этом расход уходящих газов составляет 520–525 м^3/с (362–365 м^3/с при нормальных условиях), что соответствует скорости газов в оголовке дымовой трубы 9.4–9.5 м/с. При уменьшении нагрузки котлов снижаются расход и температура уходящих газов (см. табл. 1).

РЕЗУЛЬТАТЫ РАСЧЕТОВ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Расчеты выполнялись на ЭВМ по специально разработанной программе на алгоритмическом языке Python 3.10.5 [17] при скоростях газов в оголовке дымовой трубы υ_o равных 9.5, 7.0 и 5.6 м/с (при $\delta = 1.0$), температурах наружного воздуха от –30 до +30°С, температурах охлажденных в КТ газов 30, 40, 45 и 50°С. При скоростях движения газов 7.0 и 5.6 м/с паропроизводительность котлов составляет соответственно 75 и 60% номинальной. Сложностью расчетов является то, что теплофизические свойства уходящих газов (плотность, теплопроводность, теплоемкость и вязкость) зависят от температуры. При этом температура и скорость газов изменяются как при их движении в дымовой трубе, так и в зависимости от доли δ перепускаемых по байпасному газоходу неохлажденных газов в случае установки за котлами конденсационных теплообменников.

На рис. 1 приведены зависимости скорости газов в оголовке дымовой трубы $\upsilon_г^{ог}$ от доли δ перепускаемых по байпасному газоходу продуктов сгорания и температуры газов на выходе из КТ $t''_{ух}$. При работе энергетических котлов на номинальной нагрузке и $t''_{ух} = 40$°С скорость газов в оголовке дымовой трубы понижается от 9.5 до 7.6 м/с при уменьшении доли байпасируемых газов от 1.0 до 0. При работе котлов на пониженной нагрузке (при $t''_{ух} = 40$°С) скорость газов в оголовке трубы снижается от 7.0 до 5.7 м/с при уменьшении δ от 1.0 до 0.

На рис. 2 показана зависимость влагосодержания газов на входе в дымовую трубу $X_{осн}$ от доли байпасируемых газов при разных значениях $t''_{ух}$. Из рисунка следует, что при уменьшении δ от 1.0

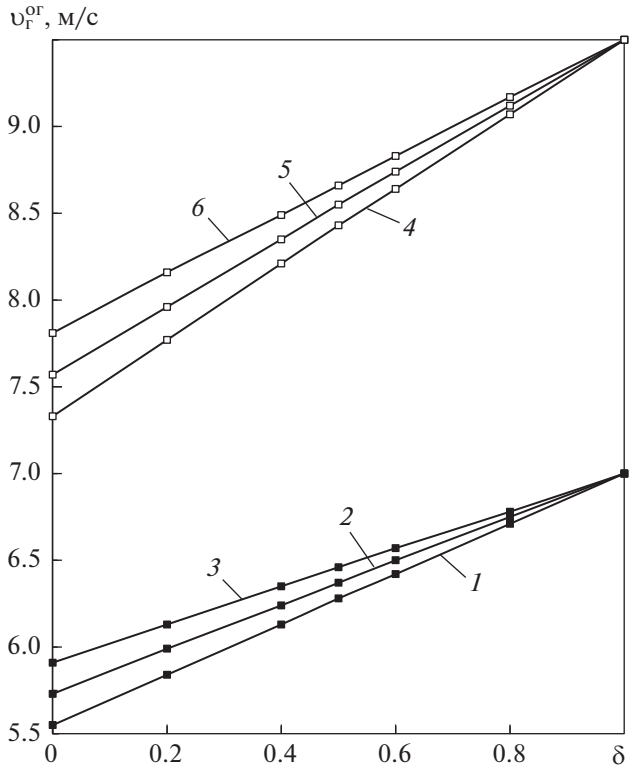

Рис. 1. Зависимость скорости газов $\upsilon_г^{ог}$ в оголовке железобетонной дымовой трубы ($H_{тр}$ = 180 м) от доли байпасируемых газов δ при $t_н = -30$°C, $\alpha_{ух} = 1.25$. $t''_{ух}$, °C: *1*, *4* – 30; *2*, *5* – 40; *3*, *6* – 50; $\upsilon_о$, м/с: *1–3* – 7.0; *4–6* – 9.5; $t'_{ух}$, °C: *1–3* – 110; *4–6* – 120

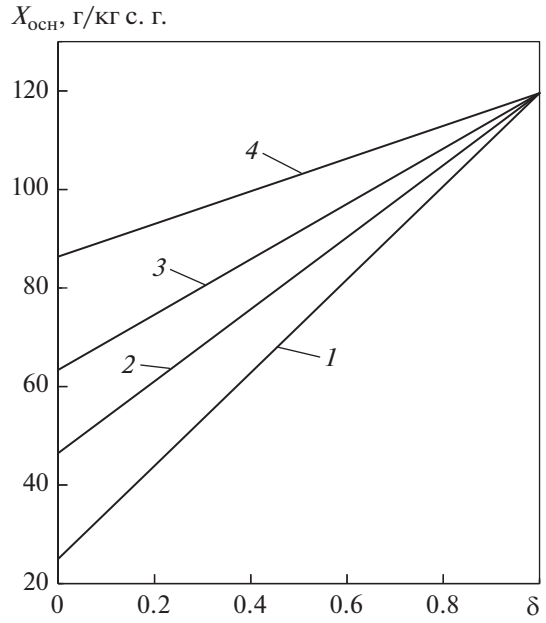

Рис. 2. Зависимость влагосодержания газов в основании дымовой трубы $X_{осн}$ от доли байпасируемых газов. $t''_{ух}$, °C: *1* – 30; *2* – 40; *3* – 45; *4* – 50

до 0 при $t''_{ух} = 40$°C влагосодержание газов $X_{осн}$ снижается на 61.1% (от 119.55 до 46.46 г/кг с.г.), что приводит к уменьшению точки росы водяных паров в газах на 15.23°C (от 55.25 до 40.02°C). При $t''_{ух} = 30$°C влагосодержание газов сокращается на 79.1% (от 119.55 до 25.0 г/кг с.г.), а точка росы – на 25.22°C (от 55.25 до 30.03°C).

Результаты расчетов температурных полей в многослойной стенке и термических напряжений в железобетонном стволе в оголовке дымовой трубы представлены в табл. 2 и на рис. 3.

Анализ результатов расчетов (см. табл. 2) показал, что для номинального режима работы котлов (D = 420 т/ч):

$$t^{ог}_{ст.в} = 53.68°C, \quad t_р = 45.36°C$$
$$(\Delta t = t^{ог}_{ст.в} - t_р = 8.32°C) \quad при \quad \delta = 0.25;$$
$$t^{ог}_{ст.в} = 57.4°C, \quad t_р = 46.25°C$$
$$(\Delta t = 11.15°C) \quad при \quad \delta = 0.3;$$
$$t^{ог}_{ст.в} = 64.82°C, \quad t_р = 47.88°C$$
$$(\Delta t = 16.94°C) \quad при \quad \delta = 0.4.$$

Таким образом, при установке КТ за энергетическими котлами Самарской ТЭЦ для обеспечения надежной работы дымовой трубы высотой 180 м в зимнее время года без конденсации водяных паров из газов на ее внутренней поверхности доля байпасируемых газов должна составлять не менее 30–35% их общего количества. Данный вывод согласуется с результатами исследований, представленными в [8].

На значение требуемого расхода газов, перепускаемых по байпасному газоходу, влияют нагрузка котлов и температура наружного воздуха, при повышении которой доля газов, направляемых в байпасный газоход, уменьшается. Например, при работе котлов на номинальном режиме и $t''_{ух} = 40$°C доля байпасируемых газов составляет 25–30% при $t_н = 0$°C и 20–25% при $t_н = +30$°C.

При работе котлов на пониженной нагрузке, составляющей 75% номинальной, и $t''_{ух} = 40$°C доля байпасируемых газов составляет 35–40% при $t_н = -30$°C, δ = 30–35% при $t_н = 0$°C и δ = 25–30% при $t_н = +30$°C. При уменьшении нагрузки до 60% номинальной и $t''_{ух} = 40$°C значение δ повышается до 40–45% при $t_н = -30$°C.

При $t''_{ух} = 40$°C значение термических напряжений $\sigma_{б.t}$ в оголовке железобетонной дымовой трубы при номинальном режиме работы котлов ($\upsilon_о$ = 9.5 м/с) снижается с 2.01 до 1.35 МПа при

Таблица 2. Результаты расчетов процессов теплообмена при движении газов в железобетонной дымовой трубе высотой 180 м Самарской ТЭЦ

δ	Показатель									
	$\upsilon_г^{ог}$, м/с	$X_{осн}$, г/кг с.г.	$t_р$, °C	$t_г^{осн}$, °C	$t_г^{ог}$, °C	$t_{ст.в}^{ог}$, °C	$t_{с2}$, °C	$t_{с3}$, °C	$t_{ст.н}^{ог}$, °C	$\sigma_{б.t}$, МПа
$\upsilon_о = 5.6$ м/с; $t'_{ух} = 104$°C; $t''_{ух} = 40$°C; $t_н = -30$°C										
0	4.65	46.46	40.02	40.00	38.53	33.35	27.17	−18.09	−28.05	1.0441
0.20	4.84	61.08	44.43	52.94	51.20	45.01	37.69	−15.90	−27.69	1.1928
0.25	4.89	64.74	45.36	56.16	54.36	47.91	40.31	−15.36	−27.60	1.2298
0.30	4.94	68.39	46.25	59.38	57.51	50.81	42.93	−14.83	−27.51	1.2668
0.40	5.03	75.70	47.88	65.81	63.81	56.59	48.15	−13.72	−27.33	1.3405
0.50	5.13	83.01	49.37	72.22	70.09	62.35	53.35	−12.64	−27.16	1.4140
0.60	5.22	90.31	50.73	78.61	76.35	68.10	58.53	−11.56	−26.98	1.4873
0.75	5.36	101.28	52.57	88.17	85.71	76.68	66.28	−9.95	−26.71	1.5967
0.80	5.41	104.93	53.15	91.34	88.82	79.53	68.85	−9.41	−26.63	1.6331
1.00	5.60	119.55	55.25	104.00	101.23	90.89	79.11	−7.28	−26.28	1.7780
$\upsilon_о = 7.0$ м/с; $t'_{ух} = 110$°C; $t''_{ух} = 40$°C; $t_н = -30$°C										
0	5.73	46.46	40.02	40.00	38.79	34.08	27.83	−17.96	−28.03	1.0534
0.20	5.99	61.08	44.43	54.17	52.72	46.99	39.48	−15.53	−27.63	1.2180
0.25	6.05	64.74	45.36	57.70	56.19	50.20	42.38	−14.93	−27.53	1.2590
0.30	6.11	68.39	46.25	61.22	59.66	53.41	45.27	−14.32	−27.43	1.2999
0.40	6.24	75.70	47.88	68.25	66.57	59.80	51.05	−13.12	−27.23	1.3815
0.50	6.37	83.01	49.37	75.26	73.47	66.18	56.80	−11.92	−27.04	1.4628
0.60	6.50	90.31	50.73	82.25	80.34	72.53	62.54	−10.73	−26.84	1.5439
0.75	6.69	101.28	52.57	92.70	90.61	82.02	71.10	−8.94	−26.55	1.6649
0.80	6.75	104.93	53.15	96.17	94.03	85.18	73.95	−8.35	−26.45	1.7051
1.00	7.00	119.55	55.25	110.00	107.63	97.73	85.27	−5.99	−26.07	1.8651
$\upsilon_о = 9.5$ м/с; $t'_{ух} = 120$°C; $t''_{ух} = 40$°C; $t_н = -30$°C										
0	7.57	46.46	40.02	40.00	39.08	34.96	28.63	−17.79	−28.00	1.0647
0.20	7.96	61.08	44.43	56.22	55.09	49.95	42.15	−14.97	−27.54	1.2558
0.25	8.06	64.74	45.36	60.26	59.07	53.68	45.52	−14.27	−27.42	1.3034
0.30	8.16	68.39	46.25	64.29	63.05	57.40	48.88	−13.57	−27.31	1.3508
0.40	8.35	75.70	47.88	72.33	70.99	64.82	55.57	−12.18	−27.08	1.4454
0.50	8.55	83.01	49.37	80.35	78.91	72.21	62.24	−10.79	−26.85	1.5397
0.60	8.74	90.31	50.73	88.33	86.79	79.57	68.88	−9.41	−26.62	1.6335
0.75	9.02	101.28	52.57	100.26	98.57	90.55	78.80	−7.34	−26.29	1.7736
0.80	9.12	104.93	53.15	104.22	102.48	94.20	82.09	−6.66	−26.17	1.8201
1.00	9.50	119.55	55.25	120.00	118.06	108.71	95.19	−3.93	−25.73	2.0052

$t_н = -30$°C, с 1.46 до 0.73 МПа при $t_н = 0$°C, с 1.21 до 0.44 МПа при $t_н = +30$°C. Следовательно, $\sigma_{б.t}$ снижается в 1.48–2.77 раза, что повышает надежность работы железобетонной дымовой трубы. При паропроизводительности котлов 250 т/ч $\sigma_{б.t}$ уменьшается в 1.33–2.13 раза.

Когда коэффициент теплопроводности материала тепловой изоляции равен 1.57 Вт/(м · K) при $\delta = 0.4$, $t''_{ух} = 40$°C, $t_н = -30$°C ($\upsilon_о = 9.5$ м/с), $t_{ст.в}^{ог}$ составляет 53.02°C, а точка росы – 47.88°C. При этом термические напряжения в железобетонном стволе в оголовке дымовой трубы составляют 4.78 и 2.37 МПа соответственно при $\delta = 1.0$ и 0. Таким образом, при замене тепловой изоляции на кладку из кислотоупорного кирпича параметры работы трубы значительно изменяются.

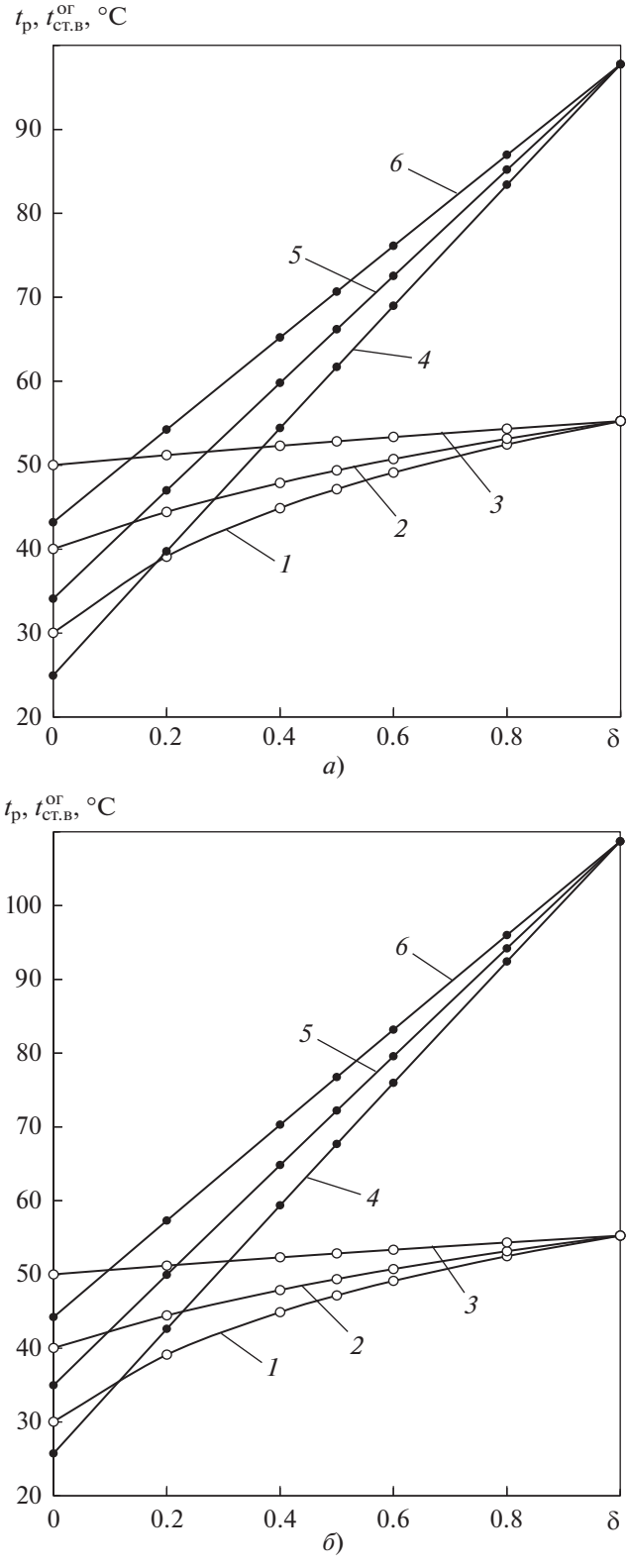

Рис. 3. Зависимость $t_р$ (*1*–*3*) и $t^{ог}_{ст.в}$ (*4*–*6*) от доли байпасируемых газов δ при $t_н = -30$°C для железобетонной дымовой трубы ($H_{тр}$ = 180 м) при $υ_о$ = 7.0 м/с, $t'_{ух} = 110$°C (*а*) и $υ_о$ = 9.5 м/с, $t'_{ух} = 120$°C (*б*). $t''_{ух}$, °C: *1*, *4* – 30; *2*, *5* – 40, *3*, *6* – 50

При прочих равных условиях $t^{ог}_{ст.в}$ понижается на 11.8°C, а термическое напряжение в железобетонном стволе повышается в 2.3 раза.

Абсолютное охлаждение газов в железобетонной дымовой трубе высотой 180 м при скоростях движения 9.5–5.6 м/с составляет соответственно 2.0–2.8°C при работе котлов без КТ и 1.3–2.0°C при наличии КТ.

В [18] представлены данные исследований температурного поля и технического состояния железобетонной дымовой трубы высотой 180 м, установленной на ТЭЦ-1 (г. Кишинев), без охлаждения уходящих газов ниже точки росы водяных паров в конденсационных теплообменниках. Приведены результаты расчетов температуры дымовых газов по высоте трубы в зависимости от расхода природного газа и температуры внутренней поверхности трубы от ее высоты. Расчеты выполнены для двух режимов работы теплотехнического оборудования ТЭЦ-1 с температурами дымовых газов на входе в дымовую трубу 90 и 80°C. При этом охлаждение газов в дымовой трубе на 1 м ее высоты Δt рассчитывали по формуле $\Delta t = 0.34\left(\frac{1000}{B}\right)^{0.5}$, полученной по данным экспериментальных исследований ($\Delta t = 0.054$ К/м при $B = 40000$ м^3/ч).

На рис. 4 показано распределение температуры в сечении трехслойной цилиндрической стенки дымовой трубы в зависимости от доли байпасируемых газов при работе котлов на пониженной нагрузке. Наибольшее падение температуры наблюдается во втором (теплоизоляционном) слое и составляет 91.26 и 45.79°C соответственно для δ = 1.0 и 0. Внутри каждого слоя температура изменяется по логарифмическому закону, а для многослойной стенки в целом температурная линия представляет собой ломаную кривую. Однако на рис. 4 логарифмический характер изменения температуры в слое просматривается слабо, что обусловлено малой толщиной стенки в оголовке трубы по отношению к ее диаметру ($d_2/d_1 < 2$) [8, 12, 13].

ВЫВОДЫ

1. При работе котлов на номинальной нагрузке, доле газов, перепускаемых помимо конденсационных теплообменников, 30–35% и охлаждении газов до 40°C влагосодержание продуктов сгорания на входе в дымовую трубу составляет 68.4–72.0 г/кг с.г., т.е. уменьшается на 42.8–39.8%, точка росы водяных паров снижается на 9.0–8.2°C (до 46.3–47.1°C), при этом температура внутренней поверхности стенки в оголовке дымовой трубы составляет 57.4–61.1°C (при температуре наружного воздуха –30°C).

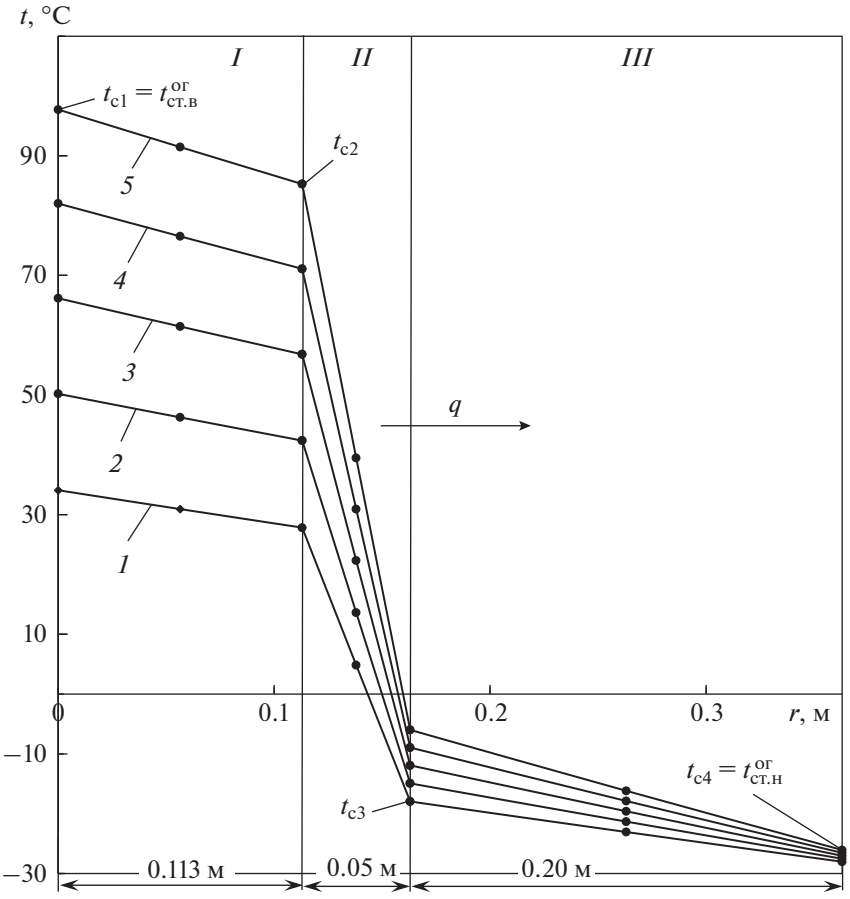

Рис. 4. Зависимость температуры в стенке железобетонной дымовой трубы ($H_{тр}$ = 180 м) от толщины слоя r при υ_o = = 7.0 м/с, $t'_{ух}$ = 110°C, $t''_{ух}$ = 40°C, $t_н$ = −30°C.
I–*III* – номер слоя дымовой трубы по направлению теплового потока q; c1–c4 – поверхность слоя; δ: *1* – 0; *2* – 0.25; *3* – 0.50; *4* – 0.75; *5* – 1.00

2. При установке за котлами конденсационных теплообменников температурный перепад, свободная температурная деформация и термические напряжения в конструктивных элементах железобетонной дымовой трубы снижаются в 1.33–2.80 раза, что обусловливает повышение надежности ее работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Рогалев Н.Д., Дудолин А.А., Олейникова Е.Н.** Тепловые электрические станции: учеб. пособие. М.: НИУ МЭИ, 2022.
2. **Трухний А.Д., Макаров А.А., Клименко В.В.** Основы современной энергетики. Ч. 1. Современная теплоэнергетика. М.: Изд-во МЭИ, 2002.
3. **Аронов И.З.** Контактный нагрев воды продуктами сгорания природного газа. Л.: Недра, 1990.
4. **Кудинов А.А., Зиганшина С.К.** Энергосбережение в теплоэнергетике и теплотехнологиях. М.: Машиностроение, 2011.
5. **Семенюк Л.Г.** Получение конденсата при глубоком охлаждении продуктов сгорания // Промышленная энергетика. 1987. № 8. С. 47–50.
6. **Кудинов А.А., Антонов В.А., Алексеев Ю.Н.** Энергосбережение в газифицированных котельных установках путем глубокого охлаждения продуктов сгорания // Теплоэнергетика. 2000. № 1. С. 59–61.
7. **Ziganshina S.K., Kudinov A.A.** Preheating boiler blast air with exhaust gases in cooling them below the dew point // J. Eng. Phys. Thermophys. 2019. V. 92. No. 5. P. 1142–1149. https://doi.org/10.1007/s10891-019-02029-y
8. **Оценка** надежности дымовых труб при использовании контактных экономайзеров для утилизации тепла уходящих газов ТЭС / В.Б. Прохоров, Н.Д. Рогалев, К.Е. Палей, С.В. Ажимов, С.В. Сафронов, Ф.П. Дужих // Теплоэнергетика. 1995. № 2. С. 30–33.
9. **Зиганшина С.К., Кудинов А.А.** Повышение экономичности котельных установок ТЭС и систем теплоснабжения // Теплоэнергетика. 2016. № 8. С. 62–66. https://doi.org/10.1134/S0040363616040111

10. **Кузма-Кичта Ю.А., Бухонов Д.Ю., Борисов Ю.В.** Интенсификация тепломассообмена при конденсации водяных паров из уходящих дымовых газов // Теплоэнергетика. 2007. № 3. С. 39–42.
11. **Влияние** конденсационного утилизатора на работу паровых и водогрейных газовых котлов / И.Л. Ионкин, А.В. Рагуткин, П.В. Росляков, В.М. Супранов, М.Н. Зайченко, Б. Лунинг // Теплоэнергетика. 2015. № 5. С. 44–50. https://doi.org/10.1134/S0040363615050033
12. **Михеев М.А., Михеева И.М.** Основы теплопередачи. М.: Энергия, 1977.
13. **Цветков Ф.Ф., Григорьев Б.А.** Тепломассообмен: учеб. пособ. для вузов. М.: Издательский дом МЭИ, 2011.
14. **Волков Э.П., Гаврилов Е.И., Дужих Ф.П.** Газоотводящие трубы ТЭС и АЭС. М.: Энергоатомиздат, 1987.
15. **Щеголев М.М.** Топливо, топки и котельные установки. М.: Госстройиздат, 1953.
16. **Шишков И.А., Лебедев В.Г., Беляев Д.С.** Дымовые трубы энергетических установок. М.: Энергия, 1976.
17. **Свид.** о гос. регистрации программы для ЭВМ № 2023616622 РФ. Программа расчета процессов тепло- и массообмена в газоотводящей трубе / А.А. Кудинов, С.К. Зиганшина, А.Ю. Губарев. Заявл. 13.03.2023. Опубл. 30.03.2023.
18. **Musteata V.T., Butenko N.A., Varenik A.M.** Research of the temperature field and technical condition of the chimney on CHP-1 Kishinev // Proc. of the Intern. Conf. “Energy of Moldova–2012. Regional aspects of development”. Chisinau, Republic of Moldova, 4–6 Oct. 2012. P. 135–140.

Assessing the Smoke-Stack Performance with Boiler Unit Flue Gases Cooled below the Dew Point

A. A. Kudinov[a] and S. K. Ziganshina[a, *]

[a] Samara State Technical University, Samara, 443100 Russia

**e-mail: svet.zig@yandex.ru*

Abstract—The use of condensing heat exchangers (CHEs) in gas-fired boiler units helps cool the flue gases below the dew point. One of the issues that has to be settled in the case of CHEs installed downstream of boilers is to ensure that the flue gas removal stacks will operate without steam condensation on their inner surfaces. To protect smoke stacks against hydrate corrosion, bypassing of part of combustion products not cooled in the CHE is mainly used in practice. The article presents the results obtained from computations of the heat-transfer processes in the combustion products cooled in a CHE as they move in a reinforced concrete smoke stack fitted with clamped lining, which is protected against hydrate corrosion by bypassing. The computations are carried out for three operation modes of the 180-m high smoke stack, through which flue gases are removed from three power-generating boilers of the BKZ-420-140 NGM type installed at the Samara combined heat and power plant (CHPP), a branch of Samara PAO T Plus. The peculiarity and complexity of the computations are connected with the fact that that the flue gas’s thermophysical parameters and motion velocity in the smoke stack vary during the flue gas cooling process. The parameters’ variation pattern depends essentially on the fraction of gases directed in bypass of the CHE. A mathematical model and computer program are developed for computing the heat-transfer processes in flue gases moving in the smoke stack with CHEs installed downstream of the boilers and with the smoke stack protected against hydrate corrosion by the bypassing method. It has been determined that, for a 180-m high three-layer reinforced concrete smoke stack operating at an outdoor air temperature of –30°C and boilers operating at the nominal load, the fraction of bypassed gases makes 30–35%. With the boilers operating at partial loads equal to 75 and 60% of the nominal value, the fraction of bypassed gases makes 35–40 and 40–45%, respectively. The use of condensing heat exchangers in boiler units results in that the levels of temperature difference, free temperature deformation, and thermal stresses in the smoke stack’s structural elements are reduced by a factor of 1.33–2.80 depending on the fraction of gases passed through the CHEs, thereby enhancing the flue gas removing smoke stack performance reliability.

Keywords: boiler unit, combustion products, condensing heat exchanger, smoke stack, steam dew point, bypassed gas fraction, computation of temperature fields and thermal stresses