

Г.А. Евсеев¹, А.Г. Евсеев¹, А.А. Капичников², В.А. Ткач³

Институт высоких температур РАН, Москва, Россия (1)

МП «Теплоцентральный», г. Жуковский, Россия (2)

ЗАО «Авиакомплекс», г. Жуковский, Россия (3)

СИСТЕМА РЕЦИРКУЛЯЦИИ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ ВОДОГРЕЙНЫХ ТЕПЛОФИКАЦИОННЫХ КОТЛОВ ПТВМ-50

АННОТАЦИЯ

Целью настоящей работы является расчет системы рециркуляции дымовых газов для повышения температуры исходного воздуха, подаваемого к горелкам котла. Предложено схемное решение установки предварительного нагрева воздуха, подаваемого в вентиляторные горелки, за счет отбора и подмешивания к воздуху части уходящих дымовых газов, отбираемых из котла за зоной теплообменников (на выходе в дымовую трубу). В работе показано, что установка предварительного нагрева воздуха на водогрейном котле ПТВМ-50 может быть реализована без изменения режима работы горелок котла.

Во время отопительного сезона при низких температурах и повышенной влажности возможно обмерзание воздуховодов и вентиляторов, подающих воздух в вентиляторные горелки котлов башенного типа. Целью настоящей работы является расчет системы рециркуляции дымовых газов для повышения температуры исходного воздуха, подаваемого к горелкам котла. Предлагается схемное решение установки предварительного нагрева воздуха, подаваемого в вентиляторные горелки, за счет отбора и подмешивания к воздуху части уходящих дымовых газов, отбираемых из котла за зоной теплообменников (на входе в дымовую трубу).

При работе котла с отбором части дымовых газов и их рециркуляцией для устойчивой работы горелок котла необходимо обеспечить подачу на вход в горелку требуемого количества кислорода. Согласно измерениям на котле с отбором проб дымовых газов и измерениям температуры уходящих газов был определен реальный коэффициент избытка окислителя α , при котором работает котел. Среднее значение по группе измерений составило для коэффициента избытка окислителя $\alpha = 1,28$. Так как требуемый коэффициент избытка окислителя, необходимый для нормальной работы горелок котла, $\alpha = 1,05$, относительный массовый расход дымовых газов, возвращаемых на вход горелок, может составлять до 23% от расхода воздуха.

Проведенный упрощенный расчет по тепловому балансу требуемого массового расхода дымовых газов с температурой 180°C, подаваемых на вход горелок котла для получения нулевой температуры на входе горелок при наружной температуре -30°C с учетом воздуха с температурой 10°C, подаваемого из котельной, показывает, что относительный массовый расход дымовых газов, подаваемых на вход горелок котла, должен составлять 12,2% от общего

расхода воздуха. Реальное значение относительного расхода дымовых газов будет несколько выше из-за тепловых потерь в тракте рециркуляции. Таким образом, схема работы котла с рециркуляцией части дымовых газов может быть реализована. При этом, очевидно, что так как режим работы горелок не ухудшается, то не ухудшается и экология выхлопа котла.

На рис. 1 представлена схема установки отбора части дымовых газов из дымовой трубы. Высота предполагаемого отбора части дымовых газов на рециркуляцию находится на отметке +13 м, на входе в дымовую трубу. Высота дымовой трубы – 42 м, диаметр дымовой трубы – 2,2 м, дымовая труба выполнена из металла и нетеплоизолирована. В зоне предполагаемого отбора реализуется разрежение из-за тяги дымовой трубы. В воздушных подземных каналах, по которым подается воздух, также создается разрежение вентиляторами горелок. Забор воздуха из атмосферы и предполагаемое местоположение подачи дымовых газов в воздушный канал находятся на отметке 0,00 м. Забор воздуха из помещения котельной находится на высоте 5,2 м. Забор воздуха из атмосферы и из помещения котельной осуществляется за счет разрежения в воздушных подземных каналах.

Диаметр трубы для отвода части дымовых газов определен из предварительных расчетов и принимался равным 0,5 м. Длина трубы определена из предварительного анализа на площадке котельной и составляет примерно 25 м. При последующих расчетах принималась длина трубы 30 м. Предварительно принималось, что труба будет иметь 5–6 плавных поворотов на 90°.

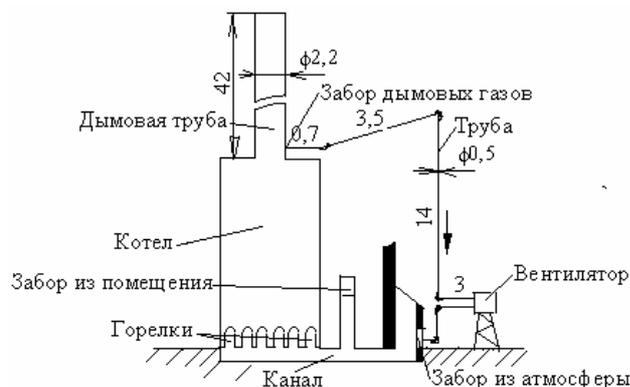


Рис. 1. Схема установки отбора дымовых газов

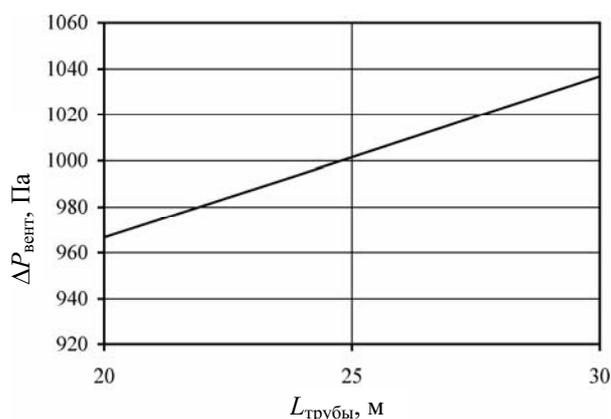


Рис. 2. Изменение требуемого напора вентилятора $\Delta P_{\text{вент}}$ установки в зависимости от длины трубы $L_{\text{трубы}}$

При расчете разрежения на входе дымовой трубы котла (в месте отбора части дымовых газов) и при расчете требуемых параметров вентилятора для отбора части дымовых газов для повышения температуры на входе в горелки котла принималось:

- внешний теплообмен, который рассчитывался для случая поперечного обтекания цилиндра при скорости ветра $U = 10$ м/с;
- внутренний теплообмен и сопротивление трения, которые рассчитывались для случая круглой трубы при расходах дымовых газов, определяемых параметрами (мощностью) котла;
- коэффициент избытка окислителя равен 1,28;
- КПД котла равен 0,91;
- температура на входе в дымовую трубу котла равна 180°C;
- высота дымовой трубы равна 42 м, диаметр трубы – 2,2 м;
- разрежение в воздушных подземных каналах постоянно и равно 30 Па;
- длина трубы равно 30 м, диаметр трубы – 0,5 м, труба имеет 6 плавных поворотов на 90° с радиусом поворота, равным диаметру трубы, вентилятор подсоединялся к трубе через конфузور и диффузор (конус 11°);
- труба теплоизолирована матами из минеральной ваты слоем толщиной 20 мм;
- КПД вентилятора равен 0,65.

Расчет сопротивления трубопроводов и теплообмена проводился с использованием [1–4].

Прежде чем рассматривать основные характеристики устройства, остановимся на двух моментах, а именно, на оценке влияния длины трубы на требуемый напор вентилятора с учетом разрежения в дымовой трубе и местных сопротивлений тракта собственно трубы и важности теплоизоляции трубы.

На рис. 2 представлено изменение требуемого напора вентилятора $\Delta P_{\text{вент}}$ установки в зависимости от длины трубы $L_{\text{трубы}}$. Расчеты выполнены для случая работы котла на номинальном режиме (мощность котла 60 МВт), температура на входе в горелки 0°C, расчетная наружная температура –30°C. Длина трубы изменялась от 20 до 30 м. Поперечное сечение трубы принималось круглым с

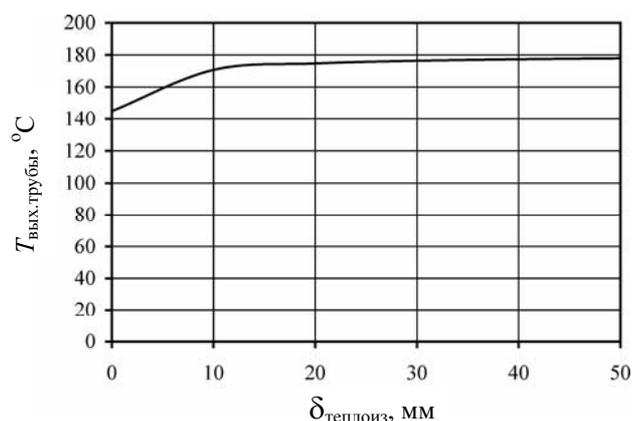


Рис. 3. Изменение температуры воздуха на выходе из трубы $T_{\text{вых.трубы}}$ в зависимости от толщины теплоизоляции $\delta_{\text{теплоиз}}$

диаметром трубы 0,5 м. Из рис. 2 видно, что с увеличением длины трубы требуемый напор вентилятора $\Delta P_{\text{вент}}$ установки возрастает, различие же в требуемых напорах вентилятора для случаев трубы длиной 20 м и 30 м небольшое (в пределах 8%). Поэтому в последующих расчетах будем рассматривать трубу длиной 30 м.

Снижение же температуры дымовых газов за счет теплообмена с наружным воздухом должно компенсироваться ростом их расхода для получения одинаковой температуры на входе в горелки котла. На рис. 3 представлено изменение температуры на выходе трубы $T_{\text{вых.трубы}}$ установки в зависимости от толщины теплоизоляции $\delta_{\text{теплоиз}}$. Расчеты выполнены для случая работы котла на номинальном режиме (мощность котла 60 МВт), температура на входе в горелки 0°C, расчетная наружная температура –30°C. Расчеты выполнены для трубы длиной 30 м и диаметром 0,5 м. Из рис. 3 видно, что в случае нетеплоизолированной трубы ($\delta_{\text{теплоиз}} = 0$) имеет место значительное падение температуры на выходе трубы — до $T_{\text{вых.трубы}} = 145^\circ\text{C}$. Существенное изменение температуры на выходе трубы наблюдается при толщине слоя теплоизоляции 10–15 мм. В последующих расчетах будем принимать толщину теплоизоляции 20 мм.

Снижение температуры дымовых газов на выходе из трубы требует, в свою очередь, для поддержания требуемой температуры на входе в горелки увеличения требуемого расхода дымовых газов и, как следствие, более мощного вентилятора.

На рис. 4 представлена рассчитанная для описанных выше случаев требуемая мощность вентилятора $N_{\text{вент}}$ в зависимости от толщины теплоизоляции $\delta_{\text{теплоиз}}$. Из рис. 4 видно, что в случае нетеплоизолированной трубы ($\delta_{\text{теплоиз}} = 0$) требуемая мощность вентилятора примерно в 1,5 раза выше, чем в случае теплоизолированной трубы. Существенное изменение мощности вентилятора наблюдается при толщине слоя теплоизоляции менее 10–15 мм.

Остановимся еще на одном важном аспекте необходимости теплоизолировать трубу, через которую подаются дымовые газы на вход горелок котла

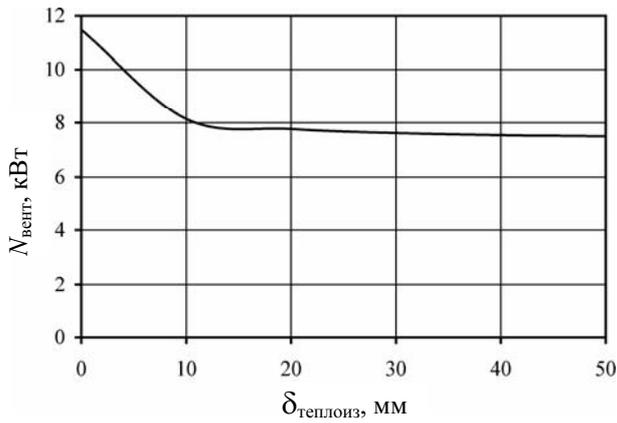


Рис. 4. Расчет требуемой мощности вентилятора $N_{\text{вент}}$ от толщины теплоизоляции $\delta_{\text{теплоиз}}$

для повышения температуры приточного воздуха. В случае теплоизолированной трубы относительный массовый расход при наружной температуре -30°C и температуре 0°C на входе в горелки при номинальной мощности котла 60 МВт равен $G_{\text{обр}}/G_{\text{возд}} = 0,1258$, а в случае нетеплоизолированной трубы при указанных выше параметрах $G_{\text{обр}}/G_{\text{возд}} = 0,1516$. Максимальное же значение $G_{\text{обр}}/G_{\text{возд}} = 0,244$, при котором не будут изменяться условия горения в горелках котла. Следует заметить, что при других режимах, например мощности котла (см. ниже), условия для нормального горения будет трудно выполнить, учитывая возможный диапазон регулирования мощности вентилятора.

Рассмотрим дополнительно вопрос – возможность образования конденсата в тракте установки. Собственно в самой трубе (тракте рециркуляции дымовых газов) из-за высокой температуры конденсация паров воды исключена. Конденсат, в принципе, возможен после смешения горячих дымовых газов с холодным наружным воздухом. Проведем расчет парциального давления паров воды в смеси газов на входе в горелки котла в предположении, что парциальное давление паров воды в воздухе равно нулю. При работе котла на природном газе при коэффициенте избытка окислителя, равном $\alpha = 1,28$, объемная концентрация паров воды в дымовых газах составляет 0,126. Примем это значение и для случая работы котла на номинальном режиме с рециркуляцией. Тогда для парциального давления паров воды $P_{\text{H}_2\text{O}}$ на входе в горелки котла можно записать

$$P_{\text{H}_2\text{O}} = 0,126 \cdot 10^5 \frac{G_{\text{обр}}/G_{\text{возд}}}{1 + G_{\text{обр}}/G_{\text{возд}}}, \quad (1)$$

где $P_{\text{H}_2\text{O}}$ – парциальное давление паров воды, $G_{\text{обр}}$ – расход возвращаемых дымовых газов, $G_{\text{возд}}$ – общий расход воздуха.

Температуру точки росы определим из условия давления насыщенного пара при температуре точки росы. Так, при номинальной мощности котла при наружной температуре -30°C и относительном расходе возвращаемых дымовых газов, обеспечивающем на входе в горелки температуру 0°C , равном $G_{\text{обр}}/G_{\text{возд}} = 0,1258$, объемная концентрация паров воды в перемешанной смеси газов составит 0,014, а парциальное давление паров воды $1,4 \cdot 10^3$ Па, при котором температура точки росы равна 12°C . В общем случае температура точки росы зависит от режима работы котла с системой рециркуляции дымовых газов и представлена в табл. 1.

При температурах в потоке ниже температуры точки росы будет происходить объемная конденсация паров воды, а при температуре стенки ниже температуры точки росы – поверхностная конденсация с выпадением воды на стенку. При объемной конденсации паров воды в потоке газа будет выделяться теплота конденсации и для нагревания газа от 0°C до температуры точки росы 12°C при $T_{\text{н}} = -30^{\circ}\text{C}$ сконденсируется лишь 4% паров воды (0,5% общего объема газа), т.е. в потоке газа будет наблюдаться аэрозоль типа тумана, и не следует ожидать каких-либо проблем, связанных с объемной конденсацией паров воды.

Были выполнены расчеты параметров схемы с рециркуляцией дымовых газов. Для тракта рециркуляции дымовых газов длиной 30 м с поперечным сечением в форме круга диаметром 0,5 м результаты представлены в табл. 1. Задавались: мощность котла $N_{\text{котла}}$; наружная температура $T_{\text{наружная}}$; расчетная температура на входе в горелки $T_{\text{вх.горелок}}$. Рассчитывались: перепад давления, обеспечиваемый вентилятором, $\Delta P_{\text{вент}}$; объемный расход, обеспечиваемый вентилятором, $Q_{\text{вент}}$; отношение массового расхода дымовых газов к общему расходу воздуха $G_{\text{обр}}/G_{\text{возд}}$ или изменение коэффициента избытка окислителя в результате разбавления дымовыми газами ($\Delta\alpha$), мощность вентилятора $N_{\text{вент}}$; температура точки росы после смешения газов $T_{\text{росы}}$.

Таблица 1. Зависимость температуры точки росы в тракте установки от режима работы котла

$T_{\text{наружная}}, ^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{вх.горелок}}, ^{\circ}\text{C}$	$\Delta P_{\text{вент}}, \text{Па}$	$Q_{\text{вент}}, \text{м}^3/\text{ч}$	$G_{\text{обр}}/G_{\text{возд}} (\Delta\alpha)$	$N_{\text{вент}}, \text{кВт}$	$T_{\text{росы}}, ^{\circ}\text{C}$
$N_{\text{котла}} = 60 \text{ МВт (12 горелок)}$						
-10	0	264,4	4950	0,03638	0,56	-4,09
-20	0	554,9	11240	0,08119	2,67	6,18
-30	0	1036	17510	0,1258	7,76	12,07
$N_{\text{котла}} = 20 \text{ МВт (4 горелки)}$						
-10	0	208,4	1779	0,04092	0,16	-2,73
-20	0	265,0	3914	0,08714	0,44	7,12
-30	0	346,0	6028	0,1326	0,89	12,78

Рассмотрим номинальный режим работы котла ($N_{\text{котла}} = 60 \text{ МВт}$). При поддержании температуры на входе в горелки, равной 0°C , вентилятор должен обеспечивать перепад давления до $\Delta P_{\text{вент}} = 1036 \text{ Па}$, объемный расход до $Q_{\text{вент}} = 17510 \text{ м}^3/\text{ч}$, при этих параметрах мощность, потребляемая вентилятором, составит до $N_{\text{вент}} = 7,76 \text{ кВт}$. Эти параметры реализуются при наружной температуре до -30°C . Отметим, что с точки зрения обеспечения условий работы котла с рециркуляцией дымовых газов при этих параметрах подходит вентилятор ВЦ-14-46-6,3 с числом оборотов 730 об/мин с пониженной шумностью и мощностью двигателя до 11 кВт. Следует отметить, что с увеличением наружной температуры, как это видно из табл. 1, необходимо регулировать (уменьшать) мощность вентилятора. Если принять, что регулирование мощности вентилятора проводится при поддержании температуры в диапазоне $0-5^\circ\text{C}$, то как это следует из табл. 1, мощность вентилятора необходимо изменять от примерно 1 кВт до 8–11 кВт. Отметим, что при этом обеспечиваются нормальная работа горелок котла и при наружной температуре более -20°C отсутствие поверхностной конденсации паров воды.

Остановимся теперь на возможных режимах работы котла с меньшим числом работающих горелок (минимальное количество – 4 горелки). Как это следует из табл. 1, при работе котла на четырех горелках, если ограничиться при регулировании минимальной мощностью вентилятора 1 кВт, температура смеси газов будет равна примерно 20°C при наружной температуре -10°C , примерно 10°C при наружной температуре -20°C и примерно 0°C при наружной температуре -30°C . Так как отношение массового расхода дымовых газов к общему расходу воздуха $G_{\text{обр}}/G_{\text{возд}}$ при этих режимах меньше максимального значения $G_{\text{обр}}/G_{\text{возд}} = 0,244$, то при этом будет обеспечена нормальная работа горелок котла. Правда, при этих режимах возможна поверхностная конденсация паров воды на стенках подземного воздушного канала.

Выше всюду мы рассматривали поперечное сечение тракта рециркуляции дымовых газов в виде круга диаметром 0,5 м. Однако по технологическим или иным соображениям возможно использование тракта рециркуляции, например, с поперечным сечением в форме квадрата. Поэтому были выполнены аналогичные расчеты для тракта (трубы) с квадратным сечением. При проведении тепловых и гидравлических расчетов вводился, как обычно, экви-

валентный диаметр, равный стороне квадрата. Расчеты проведены для трубы с поперечным сечением $0,45 \times 0,45 \text{ м}^2$, эквивалентной круглой трубе диаметром 0,5 м. Как и выше, длина трубы задавалась равной 30 м, по длине тракта задавалось 6 плавных поворотов на 90° . В процессе расчетов варьировались мощность котла, наружная температура и температура смеси газов на входе в горелки котла. Из сравнения результатов расчета видно, что данные очень близкие и все вышерассмотренные рекомендации для трубы круглого сечения могут быть использованы и для трубы квадратного сечения.

По результатам проведенного исследования можно сделать следующий вывод: установка предварительного нагрева воздуха, подаваемого в вентиляторные горелки, за счет отбора и подмешивания к воздуху части уходящих дымовых газов, отбираемых из котла за зоной теплообменников (на входе в дымовую трубу), на водогрейном котле ПТВМ-50 может быть реализована без изменения.

СПИСОК ОБОЗНАЧЕНИЙ

U – скорость ветра, м/с;
 $\Delta P_{\text{вент}}$ – напор вентилятора, Па;
 $L_{\text{трубы}}$ – длина трубы для отвода части дымовых газов, м;
 $T_{\text{вых.трубы}}$ – температура отведенных дымовых газов на выходе из трубы, $^\circ\text{C}$;
 $\delta_{\text{теплоиз}}$ – толщина теплоизоляции, м;
 $N_{\text{вент}}$ – мощность вентилятора, кВт;
 $\Delta\alpha = G_{\text{обр}}/G_{\text{возд}}$ – относительный массовый расход (отношение расхода отбираемых из котла дымовых газов $G_{\text{обр}}$ к общему расходу воздуха, подаваемого в горелки $G_{\text{возд}}$);
 $Q_{\text{вент}}$ – объемный расход воздуха через вентилятор, $\text{м}^3/\text{с}$;
 $P_{\text{H}_2\text{O}}$ – парциальное давление паров воды на входе в горелки котла, Па;
 $T_{\text{росы}}$ – температура точки росы, $^\circ\text{C}$;
 $T_{\text{н}}$ – наружная температура воздуха, $^\circ\text{C}$;
 $T_{\text{вх.горелок}}$ – температура воздуха на входе в вентиляторные горелки, $^\circ\text{C}$.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кутателадзе С.С., Боришанский В.М. Справочник по теплопередаче. М.-Л., 1959.
2. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Машиностроение, 1975.
3. Себиси Т., Брэдшоу П. Конвективный теплообмен. М.: Мир, 1987.
4. Физические величины: Справочник. / Под ред. И.С. Григорьева и Е.З. Мейлихова. М.: Энергоатомиздат, 1991.