

Лазич Ладислав (Lazić Ladislav) – д-р наук, проф., Загребский Университет, Хорватия

Бровкин В.Л. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ, Украина

Гупало В.И. – канд. техн. наук, ст. научн. сотр., НМетАУ, Украина

Гупало Е.В. – канд. техн. наук, доц., НМетАУ, Украина

КОСВЕННЫЙ РАДИАЦИОННЫЙ ТЕПЛООБМЕН В КАМЕРНЫХ ПЕЧАХ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ПЛОСКОПЛАМЕННЫХ ГОРЕЛОК

Выполнен расчетный и экспериментальный анализ теплообмена в камерной печи при использовании плоскопламенных горелок при различной высоте печи. Показана адекватность математической модели результатам эксперимента. Показано влияние коэффициента теплоотдачи от дыма к металлу на эффективность косвенного радиационного теплообмена.

Состояние вопроса

Эффективность косвенного радиационного теплообмена в нагревательных и термических печах рассматривалась во многих работах, в том числе, в монографиях [1 – 3]. Такой вид теплообмена может быть реализован при разогреве свода печи путем направления факела горелок непосредственно на свод. Наиболее равномерного разогрева свода можно достичь плоскопламенными горелками. При косвенном радиационном теплообмене происходит частичная трансформация селективного излучения газа с интегральной степенью черноты 0,1 – 0,3 через конвективный тепловой поток от факела к своду в сплошное излучение кладки со степенью черноты 0,6 – 0,9. В результате создаются условия для интенсификации теплообмена, проявляющегося в формировании повышенного теплового потока на металл, что, в свою очередь, приводит к сокращению удельного расхода топлива.

В литературе известны исследования влияния различных параметров работы печи на эффективность теплообмена [3 – 6 и др.]. Недостатком этих исследований является отсутствие данных прямого сопоставления результатов расчета и эксперимента. Это связано с тем, что для некоторых значимых параметров, которые участвуют в теплообмене в печи с плоскопламенными горелками, практически нет об-

щепризнанных методик расчета. В первую очередь, это относится к коэффициентам теплоотдачи конвекцией к своду, к кладке стен и к металлу.

В литературе известны результаты опытных исследований косвенного радиационного теплообмена, направленные, главным образом, на выявление преимуществ этого способа отопления по сравнению с равномерно-распределенным способом, реализуемым при сжигании топлива в горелках, расположенных в боковых стенах печи [3, 7, 8]. В частности, в работе [7] сделан вывод о практическом совпадении энергетической эффективности различных способов отопления. Результаты работы [8] показывают, что эффективность сводового отопления на 6 – 9,5 % выше торцевого отопления.

В работе [9] выполнены экспериментальные исследования влияния высоты рабочего пространства в печи с плоскопламенными горелками. Получено, что снижение высоты с 1,5 метров до 1,15 метров увеличивает КПД печи в 1,36 – 1,37 раза, тогда как последующее снижение высоты мало влияет на КПД. Авторы [9] объясняют это увеличением прямой конвекции на металл и уменьшением потерь теплоты через кладку печи. Причем, если высота рабочего пространства меньше 1,1 метра, то коэффициенты теплоотдачи на поверхности металла и кладки слабо зависят от высоты. К сожалению, опытные данные [9] не были подкреплены прямым сравнением с расчетными данными.

Цель исследований

Цель данной работы – повышение эффективности сводового отопления камерной печи.

Постановка задачи

Ранее нами были выполнены теоретические исследования, касающиеся оценки эффективности сводового отопления, основанные на разработанной нами математической модели косвенного радиационного теплообмена [5, 6, 10 и др.].

Основные допущения, принятые при составлении математической модели, следующие [10]:

а) камерная печь представляется в виде параллелепипеда. Она состоит из параллельных плоских зоны металла и зоны кладки свода ограниченных размеров. Эти зоны соединяются вертикальными зонами боковых стен. К зоне кладки свода прилегает тонкая зона факела. Остальной объем занимает зона дыма;

б) расчет теплообмена между газовой фазой и твердыми поверхностями проводится по температуре дыма, уходящего из рабочего пространства;

в) расчетная схема работы печи соответствует режиму идеально-го перемешивания;

г) модель излучения газа принята селективно-серой;

д) излучением от факела пренебрегаем;

е) удельная теплоемкость продуктов горения не зависит от температуры;

ж) стационарная теплопередача через футеровку;

з) диссоциацией продуктов горения пренебрегаем;

и) полное сжигание топлива.

Описание математической модели

Математическая модель теплообмена в печи реальной конфигурации подробно описана в работе [10] и включает в себя систему уравнений тепловых балансов отдельных зон, записанную через результирующие лучистые потоки зон. Для удобства балансовое уравнение для зоны дыма заменено балансовым уравнением для всей печи:

– уравнение теплового баланса для всей печи

$$M + Q_{\text{air+fuel}} = Q_m + Q_{\text{pot.sten}} + Q_{\text{pot.svod}} + Q_g + Q_{\text{neuch}}, \quad (1)$$

– уравнение теплового баланса для объемной зоны факела, создаваемого горелками у поверхности свода,

$$M + Q_{\text{air+fuel}} = Q_{\text{f-svod}}^{\text{conv}} + Q_f; \quad (2)$$

– уравнение теплового баланса для металла

$$Q_m = Q_{\text{rez,m}}^{\Delta\lambda_g} + Q_{\text{rez,m}}^{\Delta\lambda_v} + Q_{\text{g-m}}^{\text{conv}}; \quad (3)$$

– уравнение теплового баланса для поверхностной зоны свода

$$Q_{\text{pot.svod}} = Q_{\text{rez,svod}}^{\Delta\lambda_g} + Q_{\text{rez,svod}}^{\Delta\lambda_v} + Q_{\text{f-svod}}^{\text{conv}}; \quad (4)$$

– уравнение теплового баланса для поверхностей стен

$$Q_{\text{pot.sten}} = Q_{\text{rez,sten}}^{\Delta\lambda_g} + Q_{\text{rez,sten}}^{\Delta\lambda_v} + Q_{\text{g-sten}}^{\text{conv}}; \quad (5)$$

где M – тепловая мощность печи, Вт; $Q_{\text{air+fuel}}$ – физическая теплота подогретых воздуха и топлива; Q_g – физическая теплота дыма, уходящего из печи; Q_{neuch} – неучтенные потери теплоты, обычно принимаемые в долях от тепловой мощности печи – $Q_{\text{neuch}} = K_{\text{pot}} \cdot M$; Q_f – физическая теплота дыма, уходящего из зоны факела; Q_m – тепловой поток, усво-

енный металлом в результате теплопередачи; $Q_{\text{pot.svod}}$ и $Q_{\text{pot.sten}}$ – потери теплоты через кладку свода и стены, соответственно; $Q_{\text{f-svod}}^{\text{conv}}$ – конвективный тепловой поток от факела к кладке свода; $Q_{\text{g-m}}^{\text{conv}}$ – конвективный тепловой поток от дыма к поверхности металла; $Q_{\text{g-sten}}^{\text{conv}}$ – конвективный тепловой поток от дыма к стенам; $Q_{\text{rez,m}}^{\Delta\lambda_g}$, $Q_{\text{rez,svod}}^{\Delta\lambda_g}$ и $Q_{\text{rez,sten}}^{\Delta\lambda_g}$ – результирующие лучистые тепловые потоки на металл, свод и стены в пределах лучепоглощающих ($\Delta\lambda_g$) спектральных полос излучения дыма; $Q_{\text{rez,m}}^{\Delta\lambda_v}$, $Q_{\text{rez,svod}}^{\Delta\lambda_v}$ и $Q_{\text{rez,sten}}^{\Delta\lambda_v}$ – результирующие лучистые тепловые потоки на металл, свод и стены вне полос излучения дыма.

В отличие от работы [10], в тепловой баланс печи (1) добавлено слагаемое, характеризующее неучтенные потери теплоты – Q_{neuch} .

Результирующие лучистые тепловые потоки в системе (1) – (5) учитывают взаимное переизлучение между зонами металла, свода и стен при наличии поглощающего и излучающего газа.

Уравнения (1) и (2) можно записать через понятие о коэффициенте использования теплоты и с использованием удельной мощности горелок – $M_{\text{ud}} = M/F_{\text{svod}}$ – в виде:

$$(1 - K_{\text{pot}}) \cdot M_{\text{ud}} \cdot \eta_{\text{kit}} = \frac{Q_{\text{m}} + Q_{\text{pot.sten}} + Q_{\text{pot.svod}}}{F_{\text{svod}}}; \quad (6)$$

$$M_{\text{ud}} \cdot \eta_{\text{kit,f}} = \frac{Q_{\text{f-svod}}^{\text{conv}}}{F_{\text{svod}}}, \quad (7)$$

где $\eta_{\text{kit}} = \frac{M + Q_{\text{air+fuel}} - Q_{\text{g}}}{M} = \frac{t_{\text{cal}} - t_{\text{g}}}{t_{\text{cal}}^0}$ – коэффициент использования химической теплоты топлива в печи;

$\eta_{\text{kit,f}} = \frac{M + Q_{\text{air+fuel}} - Q_{\text{f}}}{M} = \frac{t_{\text{cal}} - t_{\text{f}}}{t_{\text{cal}}^0}$ –

коэффициент использования химической теплоты топлива в зоне факела; $t_{\text{cal}} = (Q_{\text{n}}^{\text{p}} + L_{\text{air}} \cdot C_{\text{air}} \cdot t_{\text{air}} + C_{\text{fuel}} \cdot t_{\text{fuel}}) / (V_{\text{g}} \cdot C_{\text{g}})$ – калориметрическая температура полного горения топлива; $t_{\text{cal}}^0 = Q_{\text{n}}^{\text{p}} / (V_{\text{g}} \cdot C_{\text{g}})$ – нормальная калориметрическая температура при действительном коэффициенте расхода воздуха; F_{svod} – площадь свода.

Удобство в использовании в уравнениях (6) – (7) величины M_{ud} связано с тем, что на действующих печах M_{ud} обычно изменяется в узких пределах от 150 до 250 кВт/м² [6].

В системе из 5-и уравнений (3) – (7) неизвестными могут быть приняты любые 5 величин. Чаще всего это температуры свода (t_{svod}), стен (t_{sten}), факела (t_f), дыма (t_g) и тепловой поток на металл (Q_m).

С использованием этой математической модели и ее упрощенного аналога (модель плоского слоя) были проведены теоретические исследования влияния на экономичность работы печи степени развития футеровки [10], тепловой мощности [5], температуры металла [5], коэффициента теплоотдачи от факела к своду [5, 10] и некоторых других параметров.

Описание экспериментальной установки и методики эксперимента

Расчетные исследования косвенного радиационного теплообмена были сопоставлены с опытными данными, полученными на специально сооруженном огневом стенде в печном цехе кафедры теплотехники и экологии металлургических печей НМетАУ (см. рис. 1).

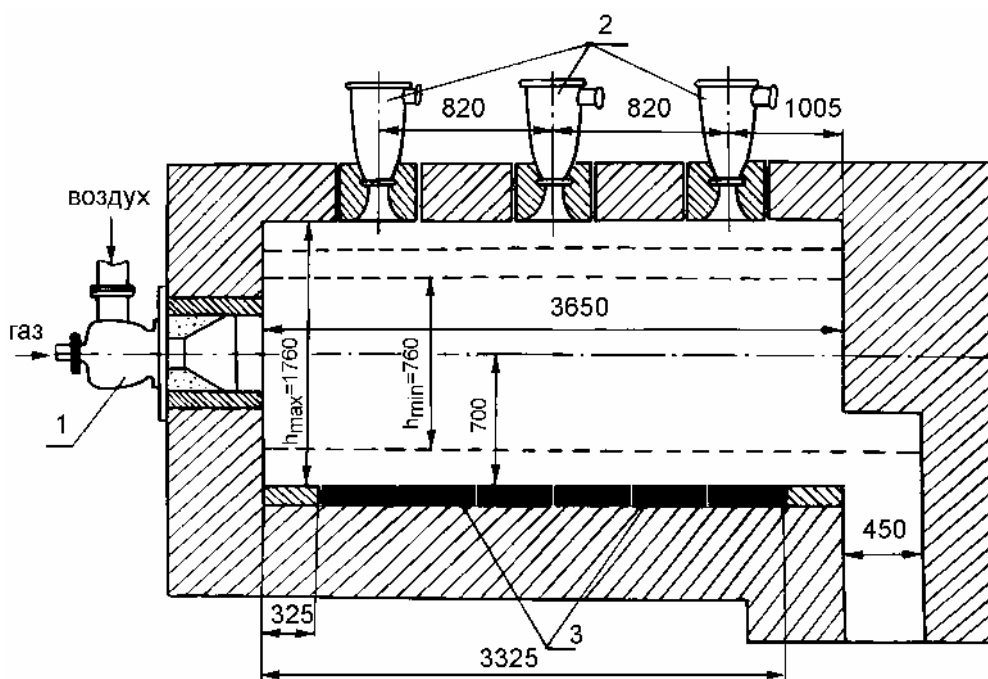


Рис. 1. Схема огневого стенда:
1 – горелка ГПП-6;
2 – горелки ГПП-5 (в центре) и ГПП-4 (2 штуки);
3 – калориметры

Огневой стенд представляет собой камеру с размерами пода 3650 x 1750 мм. Свод стенда (1) выполнен подвесным. На подине стенда установлены шесть секций водоохлаждаемых калориметров (3), размерами 1600 x 490 мм каждая. На торцевой стене стенда, противоположной дымопаду, установлена горелка ГНП-6 (1). Размеры дымопада 450 x 590 мм. Плоскопламенные горелки ГПП-4 устанавливались на каждой секции свода, а горелочный камень горелки ГПП-5 устанавливался на стыке двух секций свода, в центре рабочей камеры (2).

Стенд оборудован стандартной измерительной и регулирующей аппаратурой. Измерялись общий расход газа и воздуха, давление в рабочей камере, давление газа и воздуха в подводящих трубопроводах перед измерительными диафрагмами, температура внутренней поверхности кладки стен и свода и температура в дымопаде, состав продуктов сгорания на выходе из рабочей камеры (CO_2 , CO и O_2).

В качестве топлива использовался природный газ с теплотой сгорания 36,99 МДж/м³ (по данным «Днепрогаза»).

Исследовались три способа отопления рабочей камеры огневого стенда:

1) торцевой горелкой ГНП-6, с завихрителем воздушного потока, реализующей режим нагрева, близкий к режиму равномерно распределенного теплообмена [2];

2) одной плоскопламенной горелкой ГПП-5 и

3) двумя плоскопламенными горелками ГПП-4, реализующими режим нагрева, близкий к режиму косвенного направленного теплообмена [2].

Исследования выполнены для двух температурных режимов тепловоспринимающей поверхности:

- низкотемпературного – температура поверхности калориметра не превышала 100 °С (поверхность калориметров открыта);

- высокотемпературного – температура поверхности более 1000 °С (тепловоспринимающая поверхность калориметров полностью покрыта шамотным кирпичом толщиной 40 мм).

При выполнении исследований общая тепловая мощность рабочей камеры поддерживалась постоянной и составляла 822 кВт (расход газа 80 м³/ч). Такая мощность была выбрана из условий обеспечения номинальной производительности горелки ГНП-6, одной горелки ГПП-5 и двух горелок ГПП-4. Соотношение «газ-воздух» поддерживалось близким к стехиометрическому и составляло один к десяти (расход воздуха 800 м³/ч) при теоретическом расходе воздуха для полного сжигания топлива 9,78 м³/м³.

Все исследования выполнены при постоянном разряжении в рабочей камере 2 Па.

При выполнении исследований на одном из типов горелок другие горелки демонтировались, оставшиеся отверстия в горелочных камнях плоскопламенных горелок закрывались керамическими заглушками, а амбразура торцевой горелки ГНП-6 закрывалась кирпичной кладкой, при этом демонтаж горелки не производился.

Исследования выполнены для следующих высот рабочего пространства: 1760 мм; 1360 мм; 1160 мм и 760 мм.

Высоту свода изменяли за счет опускания свода в пределах 1760 – 1160 мм, а также путем поднятия пода с калориметрами на 400 мм выше уровня стационарного пода стенда для обеспечения высоты рабочей камеры 760 мм и проверки различной степени приближения торцевой горелки к своду и теплоприемнику. На рис. 1 пунктирными линиями показаны различные положения свода и пода камеры.

Показатели печи определялись при достижении огнеупорной кладкой рабочей камеры стационарного состояния, когда температуры кладки стен, свода и уходящего дыма не изменялись в течение 1,5 – 2 ч.

После достижения стендом стационарного состояния производился замер расхода воды на каждую секцию калориметров (G_i), а также измерялись температуры входящей ($t_{вxi}$) и уходящей (t_{yxi}) воды из каждой «i»-ой секции калориметров.

Плотность теплового потока на «i»-ю секцию калориметра определялась из теплового баланса калориметра в виде:

$$q_i = \frac{G_i \cdot c \cdot \Delta t_i}{f_i}, \text{ Вт/м}^2, \quad (8)$$

где f_i – площадь тепловоспринимающей поверхности секции калориметра; $\Delta t_i = t_{yxi} - t_{вxi}$; c – теплоемкость воды.

Основные результаты эксперимента

Результаты экспериментов по определению тепловых потоков на подину печи приведены для открытых калориметров в табл. 1 и для футерованных калориметров – в табл. 2. Нумерация калориметров в табл. 1 и 2 приведена по ходу движения газов горелки ГНП-6.

Таблица 1

Относительное отклонение удельного теплового потока от среднего значения – ε_q , %. Калориметры открыты

Тип горелок	\bar{q} , кВт/м ²	Номер калориметра					
		1	2	3	4	5	6
h = 1760 мм							
ГНП-6	77,5	0,47	1,94	0,16	-1,30	-1,36	0,11
ГПП-5	74,2	-10,33	-4,61	-0,55	3,00	4,22	8,27
ГПП-4 (2 шт.)	75,4	-1,74	-4,17	-3,07	-0,37	1,63	7,72
h = 1360 мм							
ГНП-6	81,9	1,58	2,17	0,33	-0,78	-2,63	-0,67
ГПП-5	78,5	-7,41	-2,60	1,27	1,97	2,44	4,34
ГПП-4 (2 шт.)	79,8	-0,18	-1,05	-1,85	-1,39	0,68	3,80
h = 1160 мм							
ГНП-6	83,8	3,06	1,32	-0,49	-1,44	-1,73	-0,72
ГПП-5	79,7	-11,1	-1,49	2,94	4,41	2,02	3,25
ГПП-4 (2 шт.)	83,0	-0,95	0,33	-2,34	-1,07	1,19	2,83
h = 760 мм							
ГНП-6	86,1	25,53	7,63	-4,50	-10,77	-10,84	-7,05
ГПП-5	82,5	-15,4	-4,05	5,69	8,28	5,25	0,27
ГПП-4 (2 шт.)	84,9	-0,47	0,54	-2,53	-1,44	1,93	1,98

Основные выводы по опытным данным.

1. Энергетическая эффективность сводового и торцевого отопления рабочей камеры данного огневого стенда при удельной тепловой мощности горелок $M_{уд} = 129$ кВт/м² практически одинаковы. Так, величина средних тепловых потоков при отоплении горелкой ГНП-6 стабильно больше, чем при сводовом отоплении двумя горелками ГПП-4. Эта разница составляет в среднем 1 – 1,5 % и доходит до 3,8 %.

2. Более высокая эффективность торцевого отопления стенда объясняется низким расположением горелки ГНП-6 относительно подины (расстояние от оси горелки до подины 300 – 700 мм) и наличием турбулизирующего завихрителя воздушного потока, приводящего к увеличению угла раскрытия факела. Режим теплообмена находится на грани равномерно-распределенного и прямого направленного.

3. При низких температурах на подине уменьшение высоты свода рабочей камеры во всех исследуемых способах отопления приводит к увеличению теплоусвоения на 10 – 12 %, однако характеризуется увеличением неравномерности нагрева, кроме горелок ГПП-4, для которых снижение высоты камеры улучшает равномерность нагрева.

При высоких температурах на подине уменьшение высоты рабочей камеры с 1760 мм до 1160 мм увеличивает теплоусвоение от 10 % (торцевая горелка) до 15 – 20 % (плоскопламенные горелки). Дальнейшее понижение свода практически не увеличивает теплоусвоения.

4. Максимальный эффект от применения плоскопламенного отопления по равномерности и величине тепловых потоков при неизменной тепловой мощности печи было достигнуто в случае использования двух горелок ГПП-4 взамен одной горелки ГПП-5. Причем, все горелки работали в номинальных режимах.

Таблица 2

Относительное отклонение удельного теплового потока от среднего значения – ε_q , %. Калориметры футерованы

Тип горелок	\bar{q} , кВт/м ²	Номер калориметра					
		1	2	3	4	5	6
h = 1760 мм							
ГПП-6	27,0	1,95	-0,24	-1,80	-3,84	-1,95	5,88
ГПП-5	25,4	-1,76	-4,32	-3,25	-1,80	2,22	8,91
ГПП-4 (2 шт.)	26,0	2,20	-2,19	-0,66	-3,18	-0,81	4,65
h = 1360 мм							
ГПП-6	27,4	8,14	-2,20	-2,53	-6,92	-0,56	4,08
ГПП-5	29,6	-2,57	-1,69	-0,44	-1,72	2,13	4,29
ГПП-4 (2 шт.)	27,2	3,03	-4,77	-4,47	-4,47	3,69	7,00
h = 1160 мм							
ГПП-6	30,1	6,61	-0,17	-0,80	-2,58	-3,82	0,76
ГПП-5	30,6	-3,79	-4,41	2,34	6,02	-0,77	0,61
ГПП-4 (2 шт.)	29,7	3,73	0,20	-5,53	-2,70	-0,28	4,58
h = 760 мм							
ГПП-6	30,7	11,11	0,78	-3,16	-3,55	-4,23	-0,95
ГПП-5	30,8	-4,21	-3,82	3,46	5,41	-2,43	1,60
ГПП-4 (2 шт.)	29,7	3,02	1,20	-4,08	-5,43	-2,37	7,66

Сравнение результатов расчета и эксперимента

Для сравнения результатов моделирования с экспериментом коэффициенты теплоотдачи возле твердых поверхностей определялись в соответствии с рекомендациями [3], обобщающими результаты гидродинамических исследований веерных струй многих авторов и результаты определения коэффициентов теплоотдачи на основе критерияльных уравнений в виде зависимости числа Нуссельта от чисел Рейнольдса и Прандтля. В результате, с применением метода наименьших квадратов, нами получена зависимость среднеинтегрального

коэффициента теплоотдачи от факела к своду от удельной тепловой мощности горелок M_{ud}

$$\alpha_{f-svod} = \alpha(M_{ud}^{HOM}) \cdot \frac{M_{ud}}{M_{ud}^{HOM}} \text{ [Вт/(м}^2 \cdot \text{К)]}, \quad (9)$$

где $\alpha(M_{ud}^{HOM}) = 3,55 \cdot (M_{ud}^{HOM})^{0,26}$ – номинальный коэффициент теплоотдачи, зависящий от M_{ud}^{HOM} ; M_{ud}^{HOM} [Вт/м²] – номинальная удельная тепловая мощность горелок в расчете на 1 м² площади свода.

При $M_{ud} = M_{ud}^{HOM}$ величина α_{f-svod} имеет максимальное значение.

Формула (9) получена при сжигании природного газа в плоско-пламенных горелках типа ГПП и отсутствии подогрева топлива и воздуха. В формуле учитывается эффект от турбулизации потока за счет реакций горения топлива на поверхности свода. Если обозначить коэффициент теплоотдачи, без учета реакций горения, через α_{g-svod} , то относительный коэффициент теплоотдачи – $\chi = \frac{\alpha_{f-svod}}{\alpha_{g-svod}}$ – при темпе-

ратуре свода более 700 °С (температура воспламенения), рекомендуется принимать в пределах 2,2 – 2,3 [3]. В формуле (9) принято $\chi = 2,25$.

Пример расчета реального коэффициента теплоотдачи с использованием (9). Пусть на печи установлены горелки ГПП-4, расположенные, допустим, на расстоянии $s = 1,2$ м друг от друга и имеющие номинальный расход топлива $V_{HOM} = 40$ м³/ч. Теплота сгорания топлива $Q_H^p = 37$ МДж/м³. Реальный расход составляет, допустим, $V = 20$ м³/ч. Требуется найти α_{f-svod} .

Решение. Сначала определяем номинальную и реальную удельные тепловые мощности, которые равны, соответственно:

$$M_{ud}^{HOM} = \frac{V_{HOM} \cdot Q_H^p}{s^2} = \frac{(40/3600) \cdot 37 \cdot 10^6}{1,2^2} = 285500 \text{ Вт/м}^2,$$

$$M_{ud} = \frac{V \cdot Q_H^p}{s^2} = \frac{(20/3600) \cdot 37 \cdot 10^6}{1,2^2} = 142750 \text{ Вт/м}^2.$$

Соответственно, номинальный коэффициент теплоотдачи будет равен:

$$\alpha(M_{ud}^{HOM}) = 3,55 \cdot (M_{ud}^{HOM})^{0,26} = 3,55 \cdot (285500)^{0,26} = 93,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

а реальный коэффициент теплоотдачи от факела к своду:

$$\alpha_{f-svod} = \alpha(M_{ud}^{HOM}) \cdot \frac{M_{ud}}{M_{ud}^{HOM}} = 93,0 \cdot \frac{142750}{285500} = 46,5 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Таким образом, преимущества плоскопламенных горелок, связанные с высоким коэффициентом теплоотдачи от факела к своду, очень сильно зависят от того, насколько близко к номинальному режиму работают горелки. Во-первых, это накладывает большую ответственность на проектные расчеты печей, которые должны быть выполнены с высокой точностью и обеспечивать минимальный коэффициент запаса прочности по расходу топлива. Во-вторых, из формулы (9) следует, что плоскопламенные горелки мало подходят для отопления камерных термических печей, в которых по ходу процесса термообработки удельная мощность горелок сильно изменяется и в период выдержки может падать в 5 – 10 раз от номинальной. В-третьих, плоскопламенные горелки, по-видимому, могут быть рекомендованы для нагревательных камерных печей, работающих при постоянной тепловой мощности, и для проходных нагревательных и термических печей, работающих с более-менее постоянным расходом топлива.

При определении коэффициента теплоотдачи от дыма к металлу исходили из того, что под каждой плоскопламенной горелкой возле свода печи образуется крупный газовый вихрь, в пределах которого коэффициент теплоотдачи на металл (α_{g-m}) примерно одинаков. По оценке [3] на уровне металла в качестве нулевого приближения можно принять $\alpha_{g-m} = 23,2 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, хотя надо иметь в виду, что эта величина зависит от мощности горелок. По нашим экспериментальным данным (см. табл. 2) и по данным [9] при номинальной мощности горелок высота такого вихря около $h_{\text{rot}} = 1,1 \text{ м}$. С увеличением высоты рабочего пространства более h_{rot} коэффициент теплоотдачи резко падает. В этих условиях нами предлагается формула для определения α_{g-m} в зависимости от высоты рабочего пространства печи – h :

$$\alpha_{g-m} = \begin{cases} 23,2 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, & \text{если } h \leq h_{\text{rot}} \\ 23,2 \cdot \left(\frac{h_{\text{rot}}}{h}\right)^{1,6} \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}, & \text{если } h > h_{\text{rot}} \end{cases}. \quad (10)$$

Формула (10) получена из условия сохранения импульса газовых струй, а также из известной пропорции $\text{Nu} \sim \text{Re}^{0,8}$ при движении газа вдоль плоской поверхности.

Например, при высоте рабочего пространства печи 1,76 м коэффициент теплоотдачи к металлу, лежащему на подине печи, равен:

$$\alpha_{g-m} = 23,2 \cdot \left(\frac{h_{\text{rot}}}{h}\right)^{1,6} = 23,2 \cdot \left(\frac{1,1}{1,76}\right)^{1,6} = 10,9 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи от дыма к боковым стенам печи $\alpha_{g\text{-sten}}$ нами принимался, как среднеарифметическое усреднение коэффициента теплоотдачи от дыма к металлу и от дыма к своду (без учета влияния реакций горения), в виде:

$$\alpha_{g\text{-sten}} = \frac{\alpha_{g\text{-m}} + \alpha_{g\text{-svod}}}{2}. \quad (11)$$

Сравнение результатов расчетов по математической модели (3 – 7), используя соотношения (9 – 11), с результатами эксперимента проводились при следующих исходных данных:

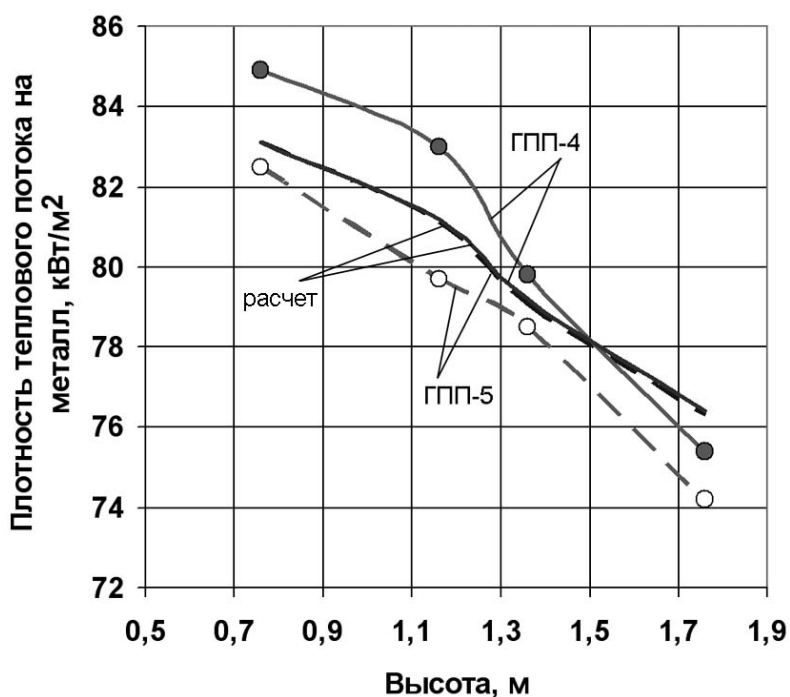
- длина и ширина рабочего пространства печи 3,65 x 1,75 м;
- кладка стен из двух слоев: шамот 0,348 м (коэффициент теплопроводности 1,28 Вт/(м·К)) и шамот-легковес 0,116 м (коэффициент теплопроводности 0,74 Вт/(м·К));
- кладка свода из шамота 0,3 м (коэффициент теплопроводности 1,28 Вт/(м·К));
- калориметрическая температура $t_{\text{cal}} = t_{\text{cal}}^0 = 2000 \text{ }^\circ\text{C}$;
- степень черноты свода и стен 0,8, а металла 0,6;
- температура окружающей среды $t_{\text{окр}} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$;
- коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности кладки в окружающую среду $\alpha_{\text{окр}} = 20 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$;
- удельная мощность горелок $M_{\text{уд}} = 128,69 \text{ кДж}/\text{м}^2$;
- доля неучтенных потерь от общей тепловой мощности – $K_{\text{пот}} = 5 \%$;
- температура поверхности металла $t_{\text{me}} = 90 \text{ }^\circ\text{C}$.

Теплофизические свойства, степени черноты поверхностей и величина $K_{\text{пот}}$ взяты в соответствии с рекомендациями, приведенными в справочной литературе.

Результаты сравнения экспериментальных и расчетных данных по плотности теплового потока в зависимости от высоты рабочего пространства при сводовом отоплении печи плоскопламенными горелками ГПП-5 и ГПП-4 приведены на рис. 2.

На рисунке 2 представлены средние по площади подины потоки, определенные, как среднеарифметические от тепловых потоков по всем шести калориметрам. Расхождение между расчетом и экспериментом доходит до 2,8 % и в среднем составляет 2,0 %. Такое расхождение можно признать допустимым, т.к. оно меньше разброса в тепловых потоках по отдельным калориметрам в опытных данных. Из рисунка видно, что экспериментальные данные отличаются заметно

(до 4,0 %), тогда как расхождение в расчетных данных для горелок ГПП-4 и ГПП-5 не существенно. Расхождение в экспериментах по ГПП-5 и по ГПП-4 связано с особенностями аэродинамики дымовых газов в рабочем пространстве огневого стенда и наличием застойных зон, которое в принятой нами математической модели не может быть учтено.



● и ○ – экспериментальные точки

Рис. 2. Зависимость плотности теплового потока на металл от высоты рабочего пространства при сводовом отоплении печи плоскопламенными горелками ГПП-5 и ГПП-4 (температура поверхности металла 90 °С)

Расчетный анализ факторов, влияющих на эффективность косвенного радиационного теплообмена при различной высоте печи позволяет сделать некоторые выводы: значительное влияние на величину тепловых потоков оказывают: а) переотражение лучистых потоков от стен печи. Чем выше печь, тем меньше лучистой энергии от свода достигает подины в соответствии с эффектом диафрагмирования; б) коэффициент конвективной теплоотдачи возле поверхности металла, который с увеличением высоты рабочего пространства падает.

На рис. 3 показано влияние высоты рабочего пространства печи на эффективность сводового отопления при различном коэффициенте теплоотдачи на поверхности металла.

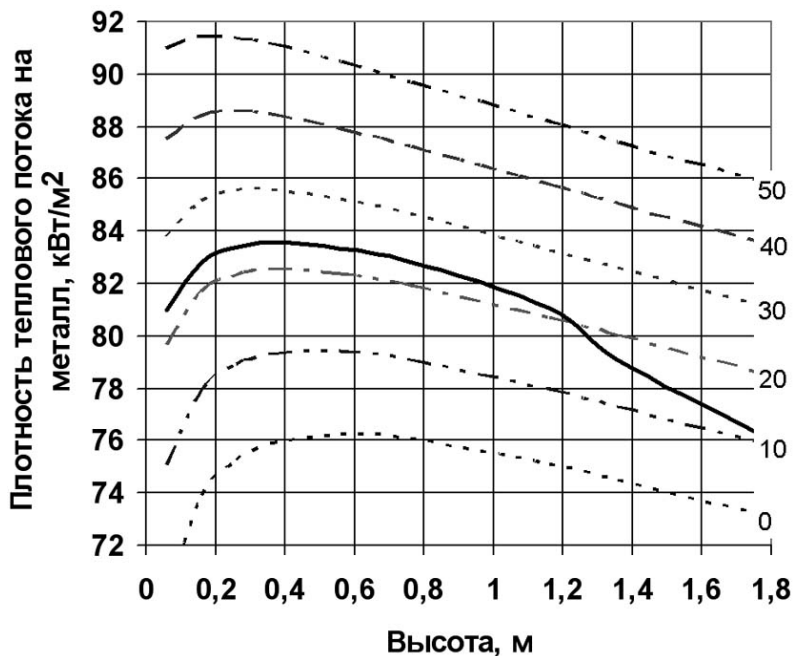


Рис. 3. Зависимость плотности теплового потока на металл от высоты рабочего пространства печи при различном коэффициенте теплоотдачи от дыма к металлу (температура поверхности металла 90 °С).

Цифры у кривых – коэффициент теплоотдачи в $Вт/(м^2 \cdot К)$; сплошная кривая – расчетные данные по условиям эксперимента

Там же, на рис. 3, сплошной линией приведена расчетная кривая зависимости теплового потока от высоты печи, адаптированная по экспериментальным данным огневого стенда. Видно, что при высоте печи 0,2 - 0,8 м достигаются максимальные тепловые потоки. Сохранить высокие значения тепловых потоков возможно, увеличив коэффициент теплоотдачи от дыма к металлу, например, путем размещения дополнительных боковых горелок с перераспределением тепловой мощности к ним от сводовых горелок.

С использованием рис. 3 можно оценить примерное значение коэффициента теплоотдачи в районе каждого калориметра в процессе проведения эксперимента. Если наложить поле тепловых потоков из табл. 1 на рис. 3, то можно увидеть, что значения тепловых потоков

1-го калориметра лежат ниже кривой $\alpha_{g-m} = 0 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$. Это говорит о том, что температура дыма в районе 1-го калориметра гораздо ниже средней температуры рабочего пространства печи и в этом районе находится застойная зона.

Выводы

1. Рассмотрены вопросы расчета и анализа теплообмена в камерной печи при использовании плоскопламенных горелок.

2. Результаты моделирования тепловых потоков лучисто-конвективного теплообмена сравнены с результатами эксперимента, полученными на огневом стенде при различной высоте печи. Доказана адекватность математической модели результатам эксперимента.

3. Из эксперимента определено, что при низких температурах на подине уменьшение высоты свода рабочей камеры при сводовом отоплении приводит к увеличению теплоусвоения на 10 – 12 %, а при высоких температурах – на 15 – 20 %. Для обеспечения равномерности нагрева металла с уменьшением высоты печи до 0,76 – 1,16 м необходимо увеличивать количество плоскопламенных горелок.

4. Показано влияние коэффициента теплоотдачи от дымовых газов к металлу на эффективность косвенного радиационного теплообмена при различной высоте печи. При значительной высоте печи (более 1,1 м) резко снижается коэффициент теплоотдачи у металла, что в совокупности с эффектом диафрагмирования и увеличением тепловых потерь в окружающую среду, приводит к сокращению тепловых потоков на металл на 9 %.

Список литературы

1. Еринов А.Е., Сорока Б.С. Рациональные методы сжигания газового топлива в нагревательных печах. – К.: Техніка, 1970. – 252 с.

2. Глинков М.А., Глинков Г.М. Общая теория печей. – М.: Металлургия, 1990. – 232 с.

3. Сорока Б.С. Интенсификация тепловых процессов в топливных печах. – К.: Наукова думка, 1993. – 416 с.

4. Кашенко С.М., Невский А.С. Математическая модель теплообмена в печи со сводовыми плоскопламенными горелками // Промышленная теплотехника. – 1984. – Т. 6. – № 1. – С. 101 – 105.

5. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Анализ эффективности сводового отопления камерных пламенных печей – Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов НМетАУ. – Том 8. – Днепропетровск: НМетАУ, 2002. – С. 56 – 66.

6. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. К расчету теплообмена при сводовом отоплении пламенных печей // *Металлургическая и горно-рудная промышленность*. – 2003. – № 6. – С. 98 – 104.

7. Сравнительное исследование торцевой и сводовой системы отопления печей / Белов И.В., Быков В.В., Михеев Т.А., Печерский А.В. // В кн.: *Проблемы тепловой работы металлургических печей. Тезисы докладов*, Днепропетровск, 1976. – С. 114.

8. Сопоставительные исследования отопления нагревательных печей с помощью плоскопламенных и традиционных горелочных устройств / Сорока Б.С., Еринов А.Е., Торчинский А.И., Цветков С.В. // *Кузнечно-штамповочное производство*. – 1980. – № 11. – С. 26 – 28.

9. Сорока Б.С., Еринов А.Е., Никольский В.Е. Оптимизация рабочего пространства печей косвенного радиационного нагрева металла // *Кузнечно-штамповочное производство*. – 1984. – № 12. – С. 34 – 37.

10. Свинолобов Н.П., Бровкин В.Л. Влияние конструктивных особенностей печи на эффективность сводового отопления. – *Металлургическая теплотехника. Сборник научных трудов Национальной металлургической академии Украины. В двух книгах. – Книга первая*. – Днепропетровск: Пороги, 2005. – С. 393 – 408.

Рукопись поступила 01.03.2008 г.