

УДК 697.81:666.1.031.4]:536.24

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ И РАЗМЕРОВ ДЫМОХОДНЫХ БЛОКОВ НА ТЕПЛООБМЕН В РЕГЕНЕРАТОРЕ СТЕКЛОВАРЕННОЙ ПЕЧИ

Рассмотрено влияние формы и размеров дымоходных блоков на регенеративный теплообмен в стекловаренной печи с подковообразным пламенем. Исследованы дымоходные блоки с разным сочетанием размеров проходного сечения, высоты и толщины стенки. Для оценки эффективности блоков использованы параметры конструкторского расчета регенератора. Установлено, что наименьший объем и массу высокотемпературной зоны насадки, ограниченной температурой дыма 1100 °С, обеспечивают блоки TL 15/15 с удельным объемом 0,259 м³/м³ и удельной поверхностью нагрева 18,9 м²/м³. В зоне конденсации сульфатов и низкотемпературной зоне насадки следует использовать блоки TG 15/15, удельный объем и удельная поверхность нагрева равны 0,296 м³/м³ и 17,4 м²/м³ соответственно.

Ключевые слова: стекловаренная печь, регенератор, дымоходные блоки, коэффициент теплопередачи, температура.

Регенерация энергии дымовых газов для подогрева воздуха на горение является основным способом повышения тепловой экономичности стекловаренных печей [1]. В современных печах тарного стекла удельный расход теплоты, генерируемой при сжигании топлива, составляет 3800–4250 кДж/кг стекла [2]. В то же время количество рекуперированной энергии, вносимой в печь подогретым до 1200–1300 °С воздухом, достигает 2075–2540 кДж/кг. Это соответствует теоретически достижимому и фактическому коэффициенту полезного действия регенератора 80,8–88,5 и 61,8–68,4 % [3]. При выполнении определенных требований к ограждающей кладке, объему насадки и типу дымоходных блоков теоретическая и фактическая эффективность регенератора превышает 90 и 70 % соответственно, а температура подогрева воздуха составляет около 1330 °С [4].

Требования к конструкции футеровки вытекают из структуры расходной части теплового баланса регенератора и сводятся к минимизации непроизводительных затрат теплоты. В частности, потери теплоты в окружающую среду и подсос атмосферного воздуха не должны пре-

вышать соответственно 3 и 5 % теплосодержания и расхода дымовых газов на входе в насадку регенератора [5]. Объем насадки определяется комплексом взаимосвязанных параметров. К их числу относят граничные условия регенеративного теплообмена, а также форму и размеры изделий, используемых для аккумуляции и деаккумуляции теплоты дымовых газов. Известно, что объем насадки прямо пропорционален площади поверхности нагрева, определяемой суммарным коэффициентом теплопередачи за один цикл работы регенератора. Чем больше коэффициент теплопередачи, тем меньше поверхность нагрева насадки, при которой обеспечивается заданная условиями расчета температура подогрева воздуха [6, 7]. В то же время влияние конструкции дымоходных блоков на эффективность регенеративного теплообмена до настоящего времени является предметом экспериментальных и аналитических исследований. Следует отметить, что прикладная значимость результатов опытных работ ограничена условиями эксперимента [4, 8–10], а их корректность вызывает сомнение из-за возможных ошибок в измерениях параметров [3, 11]. Применение методов CFD-моделирования (computational fluid dynamics modelling) расширяет возможности изучения регенеративного теплообмена [12–15]. В то же время допущения и упрощения, принимаемые в численных моделях, снижают достоверность полученных результатов. К числу наиболее типичных упрощений относят замену реальной геометрии насадки регенератора пористой или шарообразной матрицей [11, 16–18]. Таким образом, проблема выбора формы и размеров насадки, а также метода исследова-



В. Я. Дзюзер

E-mail: vdzuser@yandex.ru

ния их влияния на регенеративный теплообмен сохраняет свою актуальность.

В регенераторах современных стекловаренных печей находят применение дымоходные блоки (Chimney Block) горшечного типа (Topfstein), разработанные фирмой RHI Magnesita (Германия) [19–22], и крестообразные (Cruciform) блоки фирмы SEFPRO (Saint-Gobain, Франция) [4, 10, 23, 24]. Разнообразие типоразмеров насадок горшечной и крестообразной формы свидетельствует о необходимости сравнительной оценки их эксплуатационной эффективности. Причем в большей мере это относится к горшечной насадке, представленной дымоходными блоками с существенными различиями формы (рис. 1) и геометрических размеров (табл. 1).

Цель настоящей работы — исследование влияния формы и размеров дымоходных блоков горшечного типа на параметры регенеративного теплообмена в стекловаренной печи с подково-образным пламенем. Производительность печи 300 т/сут, удельный расход теплоты 4000 кДж/кг. Расход природного газа на отопление печи 0,4094 м³/с.

Продолжительность дымового и воздушного периодов работы регенератора равна $\tau = 1200$ с.

Особенность расчетной схемы регенератора (рис. 2) заключается в том, что насадку по высоте разбивают на две части с разными условиями службы огнеупоров [22, 25, 26]. Верхняя часть — высокотемпературная зона насадки, высота которой ограничена снизу температурой дыма 1100 °С, соответствующей началу процесса конденсации сульфатов щелочных и щелочноземельных металлов в продуктах сгорания. Нижняя часть насадки включает зону конденсации сульфатов и низкотемпературную зону. Сопряжение частей насадки обеспечивается следующими условиями:

$$t''_{д.верх} = t'_{д.низ}, t''_{в.низ} = t'_{в.верх}, V''_{д.верх} = V'_{д.низ} \text{ и } \omega_{верх} = \omega_{низ}, \quad (1)$$

где $t''_{д.верх}$ и $t'_{д.низ}$ — температура дыма на выходе из верхней и входе в нижнюю часть насадки соответственно, °С; $t''_{в.низ}$ и $t'_{в.верх}$ — температура воздуха на выходе из нижней и входе в верхнюю часть насадки соответственно, °С; $V''_{д.верх}$ и $V'_{д.низ}$ — рас-

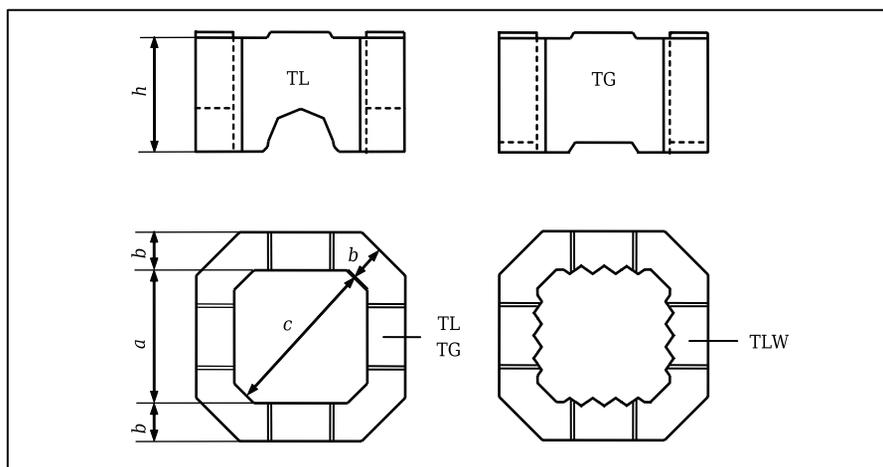


Рис. 1. Форма и размеры дымоходных блоков горшечного типа

Таблица 1. Параметры* насадки горшечного типа

Тип насадки	Геометрические параметры, мм				Расчетные параметры				
	a	b	c	h	$v, \text{ м}^3/\text{м}^3$	$f_1, \text{ м}^2/\text{м}^3$	$d_3, \text{ м}$	$S_3, \text{ м}$	$l_{эф}, \text{ м}$
TL 120	120	40	150	150	0,379	18,3	0,125	0,0207	0,122
TL 14/15	142	38	170	150	0,320	16,7	0,149	0,0192	0,147
TL 15/15	150	30	190	150	0,259	18,9	0,156	0,0137	0,141
TL 17/15	170	40	210	150	0,284	15,0	0,179	0,0193	0,172
TL 14/175	142	38	170	175	0,373	16,6	0,149	0,0225	0,136
TL 15/175	150	30	190	175	0,266	17,1	0,156	0,0156	0,155
TL 17/175	170	40	210	175	0,292	14,2	0,179	0,0206	0,179
TLW 14/175	142	38	170	175	0,305	18,9	0,149	0,0161	0,132
TL 150/175	152	38	185	175	0,315	15,9	0,159	0,0198	0,155
TG 120	120	40	150	150	0,439	17,2	0,125	0,0255	0,117
TG 14/15	142	38	170	150	0,371	15,8	0,149	0,0215	0,143
TG 15/15	150	30	190	150	0,296	17,4	0,156	0,0170	0,146
TG 17/15	170	40	210	150	0,336	13,9	0,179	0,0242	0,172
TG 14/175	142	38	170	175	0,373	15,9	0,149	0,0235	0,142
TG 15/175	150	30	190	175	0,300	17,0	0,156	0,0176	0,148
TG 17/175	170	40	210	175	0,338	13,9	0,179	0,0243	0,171
TG 150/175	152	38	185	175	0,354	15,2	0,159	0,0233	0,153

* Обозначения параметров см. в тексте на рис. 2.

ход дыма на выходе из верхней и входе в нижнюю часть насадки соответственно, м³/с; $\omega_{\text{верх}}$ и $\omega_{\text{низ}}$ — площадь проходного сечения в верхней и нижней частях насадки, м².

Расход и температура воздуха на входе и выходе из насадки (см. рис. 2) приняты равными $V_{\text{в}} = 4,413 \text{ м}^3/\text{с}$, $t'_{\text{в.верх}} = 1300 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t'_{\text{в.низ}} = 150 \text{ }^\circ\text{C}$, расход и температура дымовых газов на входе в регенератор — $V'_{\text{д.верх}} = 4,824 \text{ м}^3/\text{с}$ и $t'_{\text{д.верх}} = 1450 \text{ }^\circ\text{C}$ соответственно. Таким образом, граничными условиями расчета теоретическая и фактическая эффективность регенератора задана равной 88,5 и 68,4 % соответственно.

Потери теплоты в окружающую среду составляют 1,5 % количества энергии, вносимой дымом в верхнюю и нижнюю часть насадки. Подсос воздуха в выделенные части насадки задан соотношениями: $V_{\text{п.верх}} = 0,025V'_{\text{д.верх}}$ и $V_{\text{п.низ}} = 0,025V'_{\text{д.низ}}$ соответственно. Изменение расхода компонентов дыма по высоте регенератора приведено в табл. 2. Температура окружающей среды 20 °C.

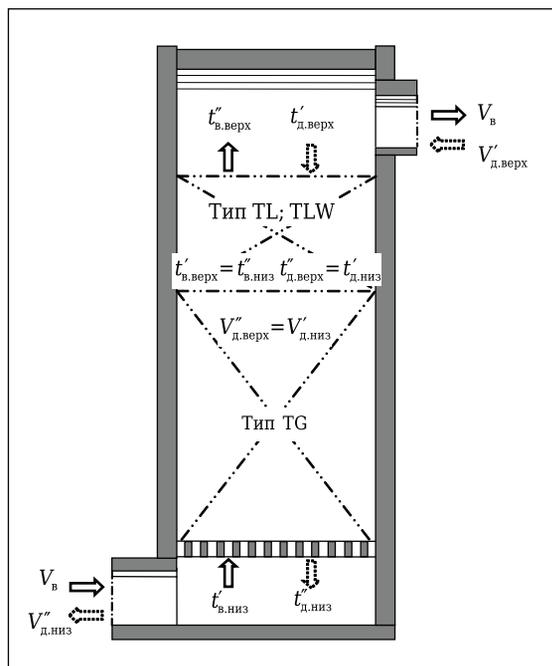


Рис. 2. Расчетная схема регенератора (обозначения — в тексте)

Верхняя часть насадки заполнена блоками типа TL или TLW, изготовленными из периклаза марки ANKER DG 10 (97,0 % MgO) [22, 25]. Температура $t'_{\text{в.верх}} = 975 \text{ }^\circ\text{C}$ определена из уравнения теплового баланса верхней части насадки [3]. Нижняя часть насадки выполнена блоками типа TG, изготовленными из периклазоциркониевого огнеупора RUBINAL EZ (73,7 % MgO, 14,0 % ZrO₂) [22, 25]. Из соотношений (1) следует, что $t'_{\text{д.низ}} = 1100 \text{ }^\circ\text{C}$ и $t''_{\text{в.низ}} = 975 \text{ }^\circ\text{C}$. Из уравнения теплового баланса для нижней части насадки [3] находим $t''_{\text{д.низ}} = 390 \text{ }^\circ\text{C}$.

На наш взгляд, основное требование к конструкции дымоходных блоков — обеспечение заданной граничными условиями эффективности регенератора при минимальных объеме и массе насадки. Поэтому для сравнительной оценки эффективности типоразмеров блоков использованы параметры объема и массы насадки, определяемые по формулам:

$$V_{\text{н}} = F_{\text{н}} / f_1, \tag{2}$$

$$M_{\text{н}} = \nu \rho_{\text{н}} V_{\text{н}} = \rho_{\text{н}} S_{\text{э}} F_{\text{н}}, \tag{3}$$

где $V_{\text{н}}$ — объем насадки, м³; $F_{\text{н}}$ — поверхность нагрева, м²; f_1 — удельная поверхность нагрева, м²/м³; $M_{\text{н}}$ — масса насадки, кг; ν — удельный объем насадки, м³/м³; $\rho_{\text{н}}$ — плотность материала насадки, кг/м³; $S_{\text{э}}$ — эффективная полутолщина блока, м, $S_{\text{э}} = \nu / f_1$.

Расчет $F_{\text{н}}$ для верхней и нижней частей насадки идентичен. Поэтому расчетные формулы приведены без привязки к участку насадки. При этом параметры, отнесенные к входу и выходу из насадки, отмечены одним (') и двумя (") штрихами соответственно. Индексы «д» и «в» относятся к дыму и воздуху соответственно.

Инженерные методики расчета регенератора базируются на допущении установившегося (стационарного) процесса теплообмена. В них используют средние во времени температуры насадки и газовых сред. При этом систему выражений, описывающих сложный нестационарный теплообмен в насадке регенератора, заменяют алгебраическим уравнением теплопередачи, из которого следует [6]:

$$F_{\text{н}} = \frac{Q_{\text{в}}}{K_{\Sigma} \Delta t'}, \tag{4}$$

Таблица 2. Изменение расхода компонентов дымовых газов по высоте регенератора

Параметр*	CO ₂	H ₂ O	N ₂	O ₂	Σ
$V'_{\text{д.верх}}$, м ³ /с	0,420	0,877	0,344	0,083	4,824
$V_{\text{п.верх}}$, м ³ /с	—	—	0,095	0,025	0,121
$V'_{\text{д.верх}} = V'_{\text{д.низ}}$, м ³ /с	0,420	0,877	3,539	0,108	4,944
$V_{\text{п.низ}}$, м ³ /с	—	—	0,098	0,026	0,124
$V'_{\text{д.низ}}$, м ³ /с	0,420	0,877	3,637	0,134	5,068
$V'_{\text{д.верх}}$, %	8,707	18,172	71,397	1,724	100
$V'_{\text{д.верх}} = V'_{\text{д.низ}}$, %	8,494	17,729	71,582	2,194	100
$V'_{\text{д.низ}}$, %	8,287	17,297	71,763	2,653	100

* Обозначения параметров см. в тексте и на рис. 2.

где Q_b — теплота, затрачиваемая на нагрев воздуха за один цикл, кДж; K_Σ — суммарный коэффициент теплопередачи от продуктов сгорания к воздуху за один цикл, кДж/(м²·К); Δt — средне-логарифмическая разность температур, °С.

В свою очередь:

$$Q_b = V_b(i''_b - i'_b)\tau, \quad (5)$$

$$\Delta t = \frac{(t'_d - t''_b) - (t''_d - t'_b)}{\ln \frac{t'_d - t''_b}{t''_d - t'_b}}, \quad (6)$$

где i'_b и i''_b — энтальпия воздуха, соответствующая его температуре на входе и выходе из насадки, кДж/м³; t'_d и t''_d — температура дыма на входе и выходе из насадки, °С.

Из формул (5) и (6) для верха и низа насадки получаем: Q_b равна 2708140,4 и 6207092,2 кДж соответственно, Δt равна 137,1 и 176,3 °С соответственно.

Суммарный коэффициент теплопередачи рассчитывают по формуле, в которой учитывают нестационарность теплообмена по высоте насадки и во времени, а также аккумуляцию и деаккумуляцию теплоты насадкой. С учетом равенства периодов нагрева и охлаждения насадки формула для расчета K_Σ , приведенная в публикации [6], преобразуется к виду

$$K_\Sigma = \left[\frac{1}{3,6\tau} \left(\frac{1}{\alpha_d} + \psi \frac{2S_3}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_b} \right) + \frac{1}{S_3 \rho_n c_n \xi} \right]^{-1}, \quad (7)$$

где α_d и α_b — коэффициенты теплоотдачи в периоды нагрева и охлаждения насадки, Вт/(м²·К); τ — полупериод работы регенератора, ч; λ_n — теплопроводность насадки, Вт/(м·К); ψ — коэффициент, корректирующий внутреннее тепловое сопротивление насадки при циклических условиях работы, $\psi = 1/3$; c_n — теплоемкость насадки, кДж/(кг·К); ξ — коэффициент гистерезиса температуры насадки средней по массе в дымовой и воздушный период, $\xi = 10$.

Коэффициент теплоотдачи от дыма к насадке равен сумме лучистой $\alpha_{д,л}$ и конвективной $\alpha_{д,к}$ составляющих: $\alpha_d = \alpha_{д,л} + \alpha_{д,к}$. Расчет $\alpha_{д,л}$ выполняется по формуле В. Г. Лисиенко, учитывающей селективность излучения дыма и насадки [27]:

$$\alpha_{д,л} = \frac{C_0 \alpha''_n}{\frac{1}{\varepsilon''_d} + \frac{1}{\varepsilon''_n} - 1} \left[\frac{\alpha''_d \left(\frac{\bar{T}_d}{100} \right)^4 - \left(\frac{\bar{T}_n}{100} \right)^4}{\bar{T}_d - \bar{T}_n} \right], \quad (8)$$

где C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела, $C_0 = 5,67$ Вт/(м²·К⁴); ε''_d и ε''_n — степень черноты дыма и материала насадки в области поглощающих полос спектра излучения смеси (CO₂ + H₂O) соответственно, $\varepsilon''_d = \frac{\varepsilon''_d}{\alpha''_d}$ и $\varepsilon''_n = 0,8$;

ε_d — степень черноты дыма; \bar{T}_d и \bar{T}_n — средняя температура дыма и насадки соответственно, К, $\bar{T}_d = \bar{t}_d + 273$ и $\bar{T}_n = \bar{t}_n + 273$; α''_d и α''_n — доля излучения абсолютно черного тела в области поглощающих полос спектра излучения дыма при средних температурах дыма \bar{t}_d и насадки \bar{t}_n соответственно.

В интервале 400–1800 °С $\alpha'' = 0,853 - 0,00025\bar{t}$, где $\bar{t} = \bar{t}_d$ и \bar{t}_n . Здесь $\bar{t}_d = 0,5(t'_d + t''_d)$ и $\bar{t}_n = 0,5(\bar{t}_d + \bar{t}_b)$, где \bar{t}_b — средняя температура воздуха, °С, $\bar{t}_b = 0,5(t'_b + t''_b)$.

Степень черноты дымовых газов находят по формуле

$$\varepsilon_d = 1 - \exp[-k_{осл}(p_{CO_2} + p_{H_2O})l_{эф}], \quad (9)$$

где $k_{осл}$ — коэффициент ослабления газовой среды, м⁻¹; p_{CO_2} и p_{H_2O} — парциальное давление CO₂ и H₂O соответственно, Па; CO₂, H₂O — компоненты дыма, об. %; $l_{эф}$ — эффективная длина луча, м.

В формуле (9) $p_{CO_2} = (0,01CO_2)p_0$, $p_{H_2O} = (0,01H_2O)p_0$ и $l_{эф} = \frac{3,6(1-v)}{f_1}$, где p_0 — давление

газа при н. ф. у. (нормальные физические условия), Па, $p_0 = 101325$.

Коэффициент ослабления определяют по формуле А. М. Гурвича и В. В. Митора:

$$k_{осл} = \frac{0,8 + 1,6 \cdot 10^{-5} p_{H_2O}}{\sqrt{(p_{CO_2} + p_{H_2O}) \cdot 10^{-5} l_{эф}}} \left[1 - 0,38 \left(\frac{\bar{T}_d}{1000} \right) \right], \quad (10)$$

Коэффициенты конвективного обмена α_k и α_b находят из выражения для числа Нуссельта, для расчета которого используют критериальное уравнение [28]:

$$Nu = 11 + 0,00682Re, \quad (11)$$

где Nu — число Нуссельта, $Nu = \frac{\alpha_k d_3}{\lambda}$; Re — число Рейнольдса, $Re = \frac{w d_3}{\nu}$; w — действительная

скорость дыма (воздуха), м/с; ν — кинематическая вязкость дыма (воздуха), м²/с; λ — теплопроводность дыма (воздуха), Вт/(м·К); d_3 — эквивалентный диаметр проходного сечения насадки, м, $d_3 = \frac{4F_n}{\Pi_n}$; F_n и Π_n — площадь и периметр, м² и м, соответственно.

Теплофизические свойства дыма, воздуха и насадки рассчитаны при температурах \bar{t}_d , \bar{t}_b и \bar{t}_n в выделенных участках насадки. Скорость дыма при н. ф. у. на входе в верхнюю часть насадки задана равной $w_{0,д}^{верх} = 0,3$ м/с. Скорость дыма на входе в нижнюю часть насадки определена по выражению

$$w_{0,д}^{низ} = \frac{V'_{д,низ}}{\omega_{низ}} = \frac{V'_{д,низ} w_{0,д}^{верх}}{V'_{д,верх}} = \frac{4,944 \cdot 0,3}{4,824} = 0,3075.$$

Расчет скорости дыма и воздуха:

$$w_{д,верх} = w_{0,д}^{верх} (1 + \beta \bar{t}_{д,верх}), \quad w_{д,низ} = w_{0,д}^{низ} (1 + \beta \bar{t}_{д,низ}),$$

$$w_{0,в}^{верх} = \frac{V_в}{V_{д,верх}} w_{0,д}^{верх}, w_{в,верх} = w_{0,в}^{верх} \frac{p_0}{p_в} (1 + \beta t_{в,верх}),$$

$$w_{0,в}^{низ} = \frac{V_в}{V_{д,низ}} w_{0,д}^{низ}, w_{в,низ} = w_{0,в}^{низ} \frac{p_0}{p_в} (1 + \beta t_{в,низ}),$$

где β — коэффициент объемного термического расширения, $^{\circ}\text{C}^{-1}$, $\beta = 1/273$; $w_{0,в}^{верх}$ и $w_{0,в}^{низ}$ — скорость воздуха при н. ф. у. на входе в верхний и нижний участки насадки, м/с; $p_в$ — абсолютное давление воздуха, Па, $p_в = p_0 + p_{изб}$; $p_{изб}$ — избыточное давление вентиляторного воздуха, Па, $p_{изб} = 2000$ Па.

Расчеты регенератора выполнены для девяти вариантов (I–IX, табл. 3) сочетания блоков типа TL (верх насадки) и TG (низ насадки). Все сочетания блоков характеризуются равным эквивалентным диаметром проходного сечения $d_{эк}$ и неравными значениями остальных расчетных параметров. Если различие в удельной поверхности нагрева f_1 обусловлено формой блоков TL и TG, то различие в удельном объеме v является результатом неравенства их объемов. Например, объем блока TL 14/15 и TG 14/15 равен 3,11 и 3,61 дм^3 соответственно. Количество блоков в 1 м^3 составляет 102,9. Таким образом, удельный объем блоков равен 0,320 и 0,371 $\text{м}^3/\text{м}^3$ соответственно. Параметры S_3 и $l_{эф}$ определяются величинами v и f_1 , поэтому они имеют разные значения для верха и низа насадки.

Геометрические размеры насадки не входят в уравнения (7)–(11). Их влияние на радиационный и конвективный теплообмен в насадке, а также на суммарный коэффициент теплопередачи проявляется через расчетные параметры $l_{эф}$, $d_{эк}$ и S_3 . Эффективную длину луча учитывают в

уравнениях, предназначенных для расчета коэффициента ослабления газовой среды и степени черноты дымовых газов. Из выражения (10) следует, что возрастание $l_{эф}$ приводит к уменьшению $k_{осл}$, следствием чего является повышение степени черноты дыма и коэффициента радиационной теплоотдачи (рис. 3). Наименьшее значение $\alpha_{д,л}$, равное 50,22 $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, соответствует блоку TL 120 ($a = 120$ мм), наибольшее $\alpha_{д,л}$, равное 59,93 $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, — блоку TL 17/175 ($a = 170$ мм).

Из табл. 1 следует, что изменение эквивалентного диаметра дымоходного блока пропорционально размеру его проходного сечения (ячейки). Из выражения для числа Нуссельта видно, что чем меньше $d_{эк}$, тем больше коэффициент конвективной теплоотдачи в насадке в период ее нагрева $\alpha_{д,к}$ и охлаждения $\alpha_в$ (рис. 4). Например, для блока TL 120 $\alpha_{д,к} = 18,18$ $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ и $\alpha_в = 11,68$ $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$, для блока TL 17/175 $\alpha_{д,к} = 14,64$ $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ и $\alpha_в = 9,38$ $\text{Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$. Высокими параметрами конвективной теплоотдачи объясняются наибольшие значения K_2 при использовании дымоходных блоков с размером ячейки 120 и 142 мм: 11,41 и 10,47 $\text{кДж}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ соответственно (см. табл. 3).

Зависимость суммарного коэффициента теплопередачи от эффективной полутолщины блока не является очевидной. Величина S_3 влияет на термическое сопротивление насадки $\left(\frac{2S_3}{\lambda_n}\right)$ и ее аккумулирующую способность $(S_3 \rho_n c_n)^{-1}$. Из уравнения (7) следует, что указанные комплексы оказывают разнонаправленное действие на суммарный коэффициент теплопередачи. При этом уменьшение S_3 приводит к увеличению K_2 .

Таблица 3. Результаты расчета регенератора

Вариант	Тип насадки	Параметр*						
		Re _д	$\alpha_{д,л}$, Вт/(м ² ·К)	$\alpha_в$, Вт/(м ² ·К)	K_2 , кДж/(м ² ·К)	F_n , м ²	V_n , м ³	M_n , т
<i>Верх насадки</i>								
I	TL 120	886,0	68,40	11,68	11,41	1731,2	94,6	108,2
II	TL 14/15	1056,1	70,91	10,45	10,47	1885,4	112,9	109,1
III	TL 15/15	1105,7	69,53	10,16	10,24	1929,7	102,1	79,9
IV	TL 17/15	1268,7	73,39	9,38	9,60	2058,0	137,2	117,7
V	TL 14/175	1056,1	68,41	10,45	10,41	1897,4	114,3	128,8
VI	TL 15/175	1105,7	71,81	10,16	10,27	1923,8	112,5	90,4
VII	TL 17/175	1268,7	74,57	9,38	9,60	2057,6	144,9	127,8
VIII	TLW 14/175	1056,1	68,41	10,45	10,45	1740,7	100,0	92,1
IX	TL 150/175	1127,0	71,73	10,05	10,14	1947,8	122,5	116,5
<i>Низ насадки</i>								
I	TG 120	1217,8	34,01	9,26	8,26	4262,2	247,8	337,2
II	TG 14/15	1452,0	34,55	8,40	7,72	4389,2	288,8	332,1
III	TG 15/15	1520,3	33,88	8,19	7,60	4630,1	266,1	244,2
IV	TG 17/15	1744,4	35,12	7,64	7,19	4897,0	352,3	367,0
V	TG 14/175	1452,0	33,80	8,40	7,69	4580,8	288,1	333,1
VI	TG 15/175	1520,3	34,79	8,19	7,64	4610,4	271,2	252,2
VII	TG 17/175	1744,4	35,59	7,64	7,20	4887,2	351,6	368,4
VIII	TG 14/175	1452,0	33,80	8,40	7,69	4580,8	288,1	333,1
IX	TG 150/175	1549,0	34,72	8,11	7,53	4678,6	307,8	337,8

* Обозначение параметров см. в тексте.

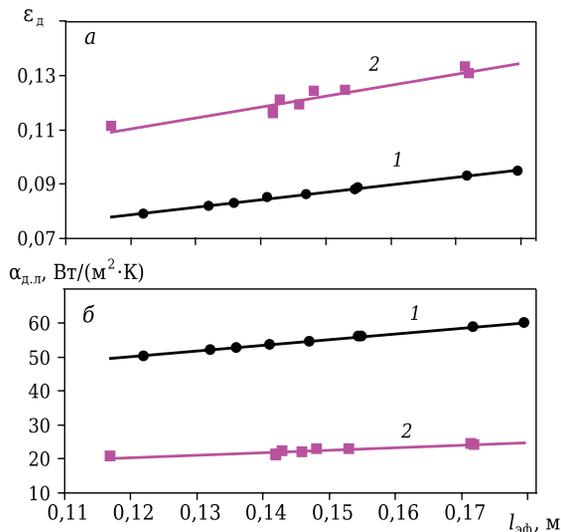


Рис. 3. Влияние эффективной длины луча $l_{эф}$ на степень черноты дыма ϵ_d (а) и коэффициент лучистой теплоотдачи дыма $\alpha_{д,л}$ (б): 1 — верх насадки; 2 — низ насадки

В целом можно констатировать, что изменение расчетных параметров $l_{эф}$, $d_{эк}$ и S_3 оказывает неоднозначное влияние на суммарный коэффициент теплопередачи. Опосредованная связь K_{Σ} с геометрическими размерами дымоходных блоков затрудняет выполнение сравнительной оценки их эффективности. Как отмечалось выше, для этих целей следует использовать расчетные параметры f_1 и S_3 (или ν), которые являются наиболее представительными характеристиками конструкции дымоходных блоков.

На наш взгляд, определенный прикладной интерес представляют графические интерпретации выражений (1) и (2). При их построении использованы результаты расчета площади нагрева насадки для девяти вариантов сочетания блоков TL и TG (см. табл. 3). Рис. 5 показывает характер взаимосвязи между объемом насадки и удельной поверхностью нагрева, а рис. 6 — зависимость массы насадки от эффективной полутолщины блока. Приведенные зависимости показывают: чем больше удельная поверхность нагрева и меньше эффективная полутолщина дымоходного блока, тем выше его эксплуатационная ценность. Меньшее значение объема насадки позволяет минимизировать габаритные размеры регенератора и расход материалов на ограждающую кладку. Небольшая масса насадки предопределяет меньшие расходы на ее изготовление. Из рассмотренных типоразмеров изделий для верха насадки наибольшее значение $f_1 = 18,9 м^2/м^3$ и наименьшее значение $S_3 = 0,0137 м$ ($\nu = 0,259 м^3/м^3$) имеют блоки TL 15/15. Для низа насадки предпочтительны блоки TG 15/15 ($f_1 = 17,4 м^2/м^3$, $S_3 = 0,0170 м$, $\nu = 0,296 м^3/м^3$).

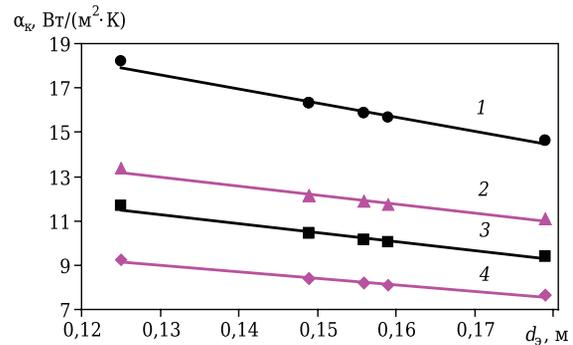


Рис. 4. Влияние эквивалентного диаметра насадки d_3 на коэффициент конвективной теплоотдачи α_k дыма (1, 3) и воздуха (2, 4): 1, 2 — верх насадки; 3, 4 — низ насадки

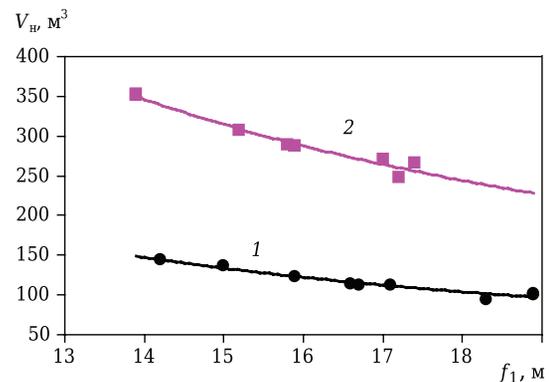


Рис. 5. Влияние удельной поверхности нагрева f_1 на объем насадки в регенераторе V_n : 1 — верх насадки; 2 — низ насадки

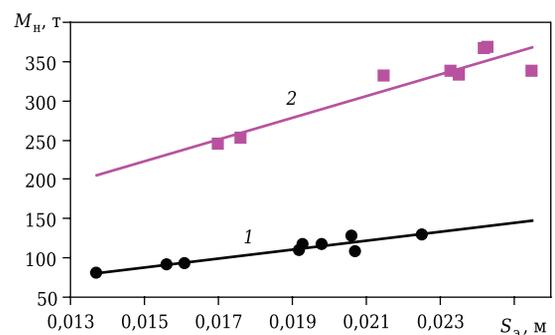


Рис. 6. Влияние эффективной полутолщины стенки блока S_3 на массу насадки в регенераторе M_n : 1 — верх насадки; 2 — низ насадки

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Приведенные в статье результаты исследований представляют несомненный интерес для проектирования регенераторов стекловаренных печей. Они позволяют сделать обоснованный выбор дымоходных блоков для верха и низа насадки. Этот вывод хорошо иллюстрируется следующим примером.

В публикации [9] декларируется инновационная эффективность насадки, выполненной блоками HS170, конструкция которых аналогична

блокам TG 17/15 (см. табл. 1). В заданных условиях расчета регенератора насадка, выполненная из TG 17/15, характеризуется объемом 352,3 м³ и массой 367,0 т, что на 32,4 и 50,3 % превышает параметры насадки из блоков TG 15/15. Однако приведенные результаты свидетельствуют о некорректности выводов, сделанных в публикации [9], и в то же время подтверждают актуальность выполненных исследований и прикладную ценность полученных результатов.

Библиографический список

- Dzyuzer, V. Ya.** Methods for increasing the energy efficiency of glass furnaces / V. Ya. Dzyuzer // *Glass Ceram.* — 2012. — Vol. 69, № 1/2. — P. 12–15.
- Beerkens, R.** Energy efficiency benchmarking of glass furnaces / R. Beerkens, H. Limpt // 62th Conference on Glass Problems: Ceramic Engineering and Science Proceedings. — 2008. — Vol. 23, Issue 1. — P. 93–105.
- Дзюзер, В. Я.** Анализ эффективности регенерации теплоты в стекловаренной печи / В. Я. Дзюзер, Ю. И. Гизатуллина // *Огнеупоры и техническая керамика.* — 2021. — № 7/8. — С. 22–27.
- Schaller, S.** Lower CO₂ emissions with type 8 cruciforms — Industrial feedback / S. Schaller, E. Lopez, I. Cabodi [et al.] // *Glass International.* — 2020. — № 10. — P. 91–104.
- Dzyuzer, V. Ya.** Fume heat recovery efficiency in high-capacity glassmaking furnaces / V. Ya. Dzyuzer, S. A. Minin, K. V. Alikina // *Glass Ceram.* — 2017. — Vol. 74, № 5/6. — P. 165–168.
- Гордон Я. М.** Теплотехнические расчеты металлургических печей : 3-е изд. / Я. М. Гордон, Б. Ф. Зобнин, М. Д. Казяев [и др.]. — М. : Металлургия, 1993. — 368 с.
- Sardeshpande, V.** Performance analysis for glass furnace regenerator / V. Sardeshpande, R. Anthony, U. N. Gaitonde, R. Banerjee // *Applied Energy.* — 2011. — Vol. 88, Issue 12. — P. 4451–4458.
- Wołkowycki, G.** Experimental results on the fixed matrix regenerator effectiveness for a glass stove furnace / G. Wołkowycki // *Heat Transfer Engineering.* — 2015. — Vol. 37, № 6. — P. 591–602.
- Wołkowycki, G.** Effectiveness of high temperature innovative geometry fixed ceramic matrix regenerators used in glass furnaces / G. Wołkowycki // *Archives of Thermodynamics.* — 2016. — Vol. 37, № 1. — P. 113–126.
- Le Chevalier, D.** New cruciform solutions to upgrade your regenerator / D. Le Chevalier, I. Cabodi, O. Citti [et al.] // *Ceramic Engineering and Science Proceedings.* — 2012. — Vol. 33. — P. 91–104.
- Zarrinehkfash, M. T.** Simulation of fixed bed regenerative heat exchangers for flue gas heat recovery / M. T. Zarrinehkfash, S. M. Sadrameli // *Appl. Therm. Eng.* — 2004. — Vol. 24, № 2/3. — P. 373–382.
- Sadrameli, S. M.** Mathematical models for the simulation of thermal regenerators: a state-of-the-art review / S. M. Sadrameli // *Renewable and Sustainable Energy Reviews.* — 2016. — Vol. 58. — P. 462–476.
- Habibi, Z.** Regenerator design study combining numerical simulations and statistical tools / Z. Habibi, F. Bioul // 14th Int. Seminar on Furnace Design — Operation & Process Simulation. — Belgium : AGC Glass Europe - Technovation Center, 2017. — 28 p.
- Zhang, H.** Numerical study on heat transfer and energy storage in a glass furnace regenerator / H. Zhang, Q. Huang, C. Hu, Q. Lin // *Glass Technology: European Journal of Glass Science and Technology. Part A.* — 2018. — Vol. 59, № 2. — P. 1–10.
- Cravelo, C.** CFD based approach for the simulation of gas recirculation systems in regenerative chambers for glass production plants consistent with functional details found in real geometries / C. Cravelo, D. Domenico, P. Leutcha // *TECNICA ITALIANA — Italian Journal of Engineering Science.* — 2020. — Vol. 64, № 2–4. — P. 239–243.
- Cravelo, C.** Numerical simulation of regenerative chambers for glass production plants with a non-equilibrium heat transfer model / C. Cravelo, D. Marsano // *Wseas Transactions on Mass Transfer.* — 2017. — Vol. 12. — P. 21–29.
- Basso, D.** CFD analysis of regenerative chambers for energy efficiency improvement in glass production plants / D. Basso, C. Cravelo, A. P. Reverberi, B. Fabiano // *Energies.* — 2015. — Vol. 8, № 8. — P. 8945–8961.
- Yu, J.** Study on performance of the ball packed-bed regenerator: experiments and simulation / J. Yu, M. Zhang, W. Fan [et al.] // *Appl. Therm. Eng.* — 2002. — Vol. 22. — P. 641–651.
- Scheiblechner, G.** Veitscher chimney type and checkers block packing methods for glass tank regenerator / G. Scheiblechner // *Glass Technol.* — 1982. — Vol. 23, № 5. — P. 223–229.
- Понов, О. Н.** Рациональное использование огнеупоров и оптимальные конструкции насадочных изделий для регенераторов стекловаренных печей / О. Н. Попов // *Стекло и керамика.* — 2002. — № 10. — С. 9–11.
- Scheiblechner, G.** Chimney type checker block packing and latest developments in checkerwork design / G. Scheiblechner // *Proceedings of the 44th Conference on Glass Problems: Engineering and Science Proceedings.* — 2008. — Vol. 5, № 1/2. — P. 34–48.
- Brochure RHI Magnesit. InnoRed — Innovative Regenerator: <http://www.rhimagnesita.com>.
- Zanoli, A.** Experimental studies of thermal performance of various cruciform regenerator packing / A. Zanoli, W. D. Leahy, R. Vidil, D. Lagarenne // *Glass Technol.* — 1991. — Vol. 32, № 5. — P. 157–162.
- Bourdonnais, S.** Glass furnaces regenerators. Performance and optimization for energy savings / S. Bourdonnais. — Bali : September 17th 2013. — 37 p.
- Bei, R.** Postmortem analysis of magnesia and magnesia zircon checkers after one campaign in a soda-lime glass melting furnace / R. Bei, M. Geith, C. Majcenovic, B. Krenzer, U. Körner // *RHI Bulletin.* — 2014. — № 2. — P. 31–37.
- Dzyuzer, V. Ya.** Boundary conditions for calculating the regenerator and checker brickwork in a glassmaking furnace / V. Ya. Dzyuzer // *Glass Ceram.* — 2013. — Vol. 70, № 7/8. — P. 241–244.
- Лусиенко, В. Г.** Интенсификация процессов теплообмена в пламенных печах / В. Г. Лусиенко. — М. : Металлургия, 1979. — 224 с.
- Schmalenbach, B.** Einfluss von Gasgeschwindigkeit und Strömungsverhalten auf den Thermischen Wirkungsgrad von Regenerativkammern / B. Schmalenbach // XXVIII International Colloquium on Refractories, Aachen, 1985. — S. 248–262. ■

Получено 04.04.22
© В. Я. Дзюзер, 2022 г.