



ТЕПЛОТЕХНИКА
ПРОИЗВОДСТВА

СТЕКЛА
и КЕРАМИКИ

ВЫПУСК 3

СОДЕРЖАНИЕ

А. И. Рожанский, Анализ тепловой работы стекловаренной печи	3
О. Л. Мазаева, Сжигание природного газа в стекловаренных печах с подковообразным движением пламени	11
О. Л. Мазаева, Исследование движения газов в стекловаренных печах на гидравлической модели	16
Н. А. Захариков, Теплообменные процессы при вертикальном вытягивании стеклянных труб	29
В. П. Кононко, Исследование работы печей для отжига стекла при непрерывной прокатке	45
Н. А. Захариков, С. А. Блох, Радиационная газовая сушка фарфора	53
Н. А. Захариков, С. А. Блох, Л. С. Пиоро, З. П. Сень, Скоростной обжиг фарфора	63
Н. А. Захариков, Н. В. Лесовой, Н. Г. Митин, Л. С. Пиоро, Повышение белизны фарфора обработкой хлором	79
С. А. Блох, Теплофизические свойства шамотных огнеупоров при высоких температурах	92
И. Я. Сигал, Г. Ф. Найденов, Перевод заводских котельных на природный газ	100

АКАДЕМИЯ НАУК УКРАИНСКОЙ ССР
ИНСТИТУТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗА

ТРУДЫ, КНИГА 10

ТЕПЛОТЕХНИКА
ПРОИЗВОДСТВА СТЕКЛА
И КЕРАМИКИ

Вып. 3

ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ НАУК УКРАИНСКОЙ ССР
КИЕВ — 1961

В сборнике рассмотрены вопросы теплопередачи в стекловаренных печах и пути ее интенсификации. Приводятся данные о переводе стекловаренных печей и котельных стекольных заводов на отопление природным газом. Даны результаты исследований охлаждения стеклянных труб при вертикальном вытягивании и отжига листового стекла непрерывной прокатки. Изложены исследования радиационной сушки, скоростного обжига и повышения белизны фарфора.

Книга предназначена для инженеров, студентов и научных работников стекольной и керамической промышленности.

Ответственный редактор
доктор технических наук *Н. А. Захариков*

*Печатается по постановлению ученого совета Института
использования газа Академии наук Украинской ССР*

Редактор издательства *Т. К. Ременник*

Технический редактор *А. М. Лисовец*

Корректор *Р. Я. Лернер*

БФ 15716. Зак. № 962. Изд. № 129. Тираж 1500. Формат бумаги $60 \times 92/16$. Печ. физ. листов 7
Условных печ. листов 7. Учетно-изд. листов 6. Подписано к печати 8.IX 1961 г. Цена 42 коп

Типография Издательства АН УССР, Киев, Репина, 4.

АНАЛИЗ ТЕПЛОВОЙ РАБОТЫ СТЕКЛОВАРЕННОЙ ПЕЧИ

А. И. Рожанский

Для интенсификации тепловой работы стекловаренной печи важно знать зависимость ее производительности от параметров теплового режима (тепловой нагрузки, подогрева воздуха и газа, избытка воздуха, калорийности топлива, концентрации кислорода в воздухе для горения). Обычно задача интенсификации тепловой работы решается экспериментальным путем для каждой конкретной печи, что требует проведения сложных и трудоемких экспериментов. Зависимость производительности от параметров теплового режима можно получить аналитически, путем совместного решения уравнений теплообмена и теплового баланса стекловаренной печи и регенераторов.

Уравнение теплообмена для расчета удельного тепловосприятия ванны стекловаренной печи с одним факелом (стекловаренные печи с подковообразным движением пламени, а также печи с продольным направлением пламени, оборудованные одной парой горелок) имеет вид

$$q_{\text{л}} = \sigma_{\text{в}} (T_{\text{ф}}^4 - T_{\text{с}}^4) [\text{ккал}/\text{м}^2 \text{час}], \quad (1)$$

где $\sigma_{\text{в}}$ — видимый коэффициент излучения, $\text{ккал}/\text{м}^2 \text{час } ^\circ\text{K}^4$; $T_{\text{ф}}$ — эффективная температура излучения факела, $^\circ\text{K}$; $T_{\text{с}}$ — среднее значение температуры поверхности стекломассы, $^\circ\text{K}$.

Видимый коэффициент излучения $\sigma_{\text{в}}$, учитывающий совместное излучение факела и кладки, рассчитывается по формуле В. Н. Тимофеева [1].

$$\sigma_{\text{в}} = \sigma_{\text{ф}} a_{\text{с}} \frac{\omega (1 - a_{\text{ф}}) + 1 - \frac{q_{\text{к}} (1 - a_{\text{ф}})}{\sigma_{\text{ф}} (T_{\text{ф}}^4 - T_{\text{с}}^4)}}{\omega (1 - a_{\text{ф}}) [a_{\text{с}} + a_{\text{ф}} (1 - a_{\text{с}})] + a_{\text{ф}}}, \quad (2)$$

где $a_{\text{ф}}$ — степень черноты продуктов сгорания; $\sigma_{\text{ф}}$ — коэффициент излучения продуктов горения, $\text{ккал}/\text{м}^2 \text{час } ^\circ\text{K}^4$; $a_{\text{с}}$ — степень черноты стекла; ω — отношение величины поверхности стекломассы и поверх-

ности кладки печи; q_k — удельная теплоотдача кладки в окружающую среду, $\text{ккал/м}^2 \text{ час}$.

Видимый коэффициент излучения σ_B можно представить в виде

$$\sigma_B = \sigma_B^1 - \Delta\sigma_B, \quad (3)$$

где

$$\sigma_B^1 = \sigma_\Phi a_c \frac{\omega(1 - a_\Phi) + 1}{\omega(1 - a_\Phi)[a_c + a_\Phi(1 - a_c)] + a_\Phi},$$

$$\Delta\sigma_B = \frac{q_k(1 - a_\Phi)a_c}{\{\omega(1 - a_\Phi)[a_c - a_\Phi(1 - a_c)] + a_\Phi\}(T_\Phi^4 - T_c^4)}.$$

Обозначая

$$\frac{q_k(1 - a_\Phi)a_c}{\omega(1 - a_\Phi)[a_c - a_\Phi(1 - a_c)] + a_\Phi} = m,$$

имеем

$$\Delta\sigma_B = \frac{m}{T_\Phi^4 - T_c^4}.$$

После подстановки выражения (3) в формулу (1) и соответствующего преобразования получим

$$q_n = \sigma_B^1 (T_\Phi^4 - T_c^4) - m. \quad (4)$$

Для определения эффективной температуры факела T_Φ следует воспользоваться формулой В. Н. Тимофеева [1]

$$T_\Phi^4 = \tau T_T^2 T_{y,n}^2, \quad (5)$$

где τ — коэффициент, учитывающий особенности теплообмена излучением.

Коэффициент τ определяется экспериментальным путем. Для этого на нескольких стекловаренных печах с подковообразным движением пламени, отапливаемых природным и генераторным газом, измеряли тепломером тепловые потоки, воспринимаемые стекломассой, температуру стекломассы по длине и ширине варочной части, температуру нагрева воздуха, газа и продуктов горения, температуру кладки пламенного пространства печи с внутренней и наружной сторон. Затем по опытным данным, используя выражения (4) и (5), вычисляли коэффициент τ . По данным пяти опытов, среднее значение $\tau = 0,44$. Для стекловаренных печей с поперечным движением пламени, имеющих несколько пар горелок, по данным Н. А. Захарикова [2], $\tau = 0,54$. В дальнейшем применяли значение $\tau = 0,44$.

Тепловой баланс ванной стекловаренной печи с подковообразным движением пламени описывается следующим уравнением:

$$B[Q_n^p(1 - q_3) + q_r + q_b] = BV_y C_y T_{y,n} - BV_y C_y 273 + q_n F_c + Q_5, \quad (6)$$

где B — расход газа, $\text{нм}^3/\text{час}$; Q_n^p — теплотворная способность влажного газа, ккал/нм^3 ; q_3 — химическая неполнота горения, рассчитанная

по составу влажных продуктов горения, ккал/нм^3 дыма; q_r — тепло-содержание газа, ккал/нм^3 газа; q_v — теплосодержание воздуха, ккал/нм^3 газа; V_y — объем влажных продуктов горения, $\text{нм}^3/\text{нм}^3$ газа; C_y — теплоемкость влажных продуктов горения, $\text{ккал/нм}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$; $T_{y,n}$ — температура продуктов горения перед регенераторами, $^\circ\text{K}$; q_d — удельное тепловсприятие ванны, определяемое из выражения (1); F_c — поверхность ванны, м^2 ; Q_5 — потери тепла кладкой печи в окружающую среду, ккал/час .

Подставляя в уравнение теплообмена (1) значение эффективной температуры факела (5), получим

$$q_d = \sigma_v (\tau T_T^2 T_{y,n}^2 - T_c^4). \quad (7)$$

После подстановки в уравнение (6) выражения (7) уравнение теплового баланса примет вид:

$$B [Q_n^p (1 - q_3) + q_r + q_v] = BV_y C_y T_{y,n} - BV_y C_y 273 + \sigma_v (\tau T_T^2 T_{y,n}^2 - T_c^4) F_c + Q_5. \quad (8)$$

Конечную температуру подогрева воздуха (газа) в регенераторе с заданной поверхностью нагрева определяли из выражения

$$t_k = (T_{y,n} - 273) - (T_{y,n} - T_n) \frac{1 - \frac{W_d}{W_v}}{1 - \frac{W_d}{W_v} e^{-\left(1 - \frac{\omega_d}{\omega_v}\right) \frac{k_{cp} H}{\omega_d}}}, \quad (9)$$

где T_n — температура воздуха (газа) перед регенераторами, $^\circ\text{K}$; W_d и W_v — водяной эквивалент дыма и водяной эквивалент воздуха (газа), $\text{ккал/}^\circ\text{C}$; H — поверхность нагрева решетки воздушного (газового) регенератора, м^2 ; k_{cp} — средний коэффициент теплопередачи от дыма к воздуху (газу) в камере регенератора, $\text{ккал/м}^2 \text{ час } ^\circ\text{C}$.

Теоретическая температура горения газа

$$T_T = \frac{Q_n^p + q_v + q_r - q_3}{V_y \Sigma (V_y C_y)} + 273, \quad (10)$$

где $\Sigma (V_y C_y)$ — теплосодержание продуктов горения. В дальнейшем будем считать, что химический недожог отсутствует ($q_3 = 0$).

Из выражений (8), (9) и (10) получаем уравнение относительной температуры уходящих газов $T_{y,n}$

$$A_1 T_{y,n}^4 + A_2 T_{y,n}^3 + A_3 T_{y,n}^2 + A_4 T_{y,n} - A_5 = 0. \quad (11)$$

$$\begin{aligned}
A_1 &= \sigma_B \tau F_c \left[\frac{\alpha C_B V_B \frac{W'_\pi}{W_B} (1 - A') + C_r \frac{W''_\pi}{W_\Gamma} (1 - A'')}{V_y \Sigma (V_y C_y)} \right]^2; \\
A_2 &= 2\sigma_B \tau F_c \left[\frac{\alpha C_B V_B \frac{W'_\pi}{W_B} (1 - A') + C_r \frac{W''_\pi}{W_\Gamma} (1 - A'')}{V_y \Sigma (V_y C_y)} \right] \times \\
&\times \left\{ \frac{Q_H^p + \alpha C_B V_B \left[\left(1 - \frac{W'_\pi}{W_B} \right) T_{B,H} - 273 \left(1 - \frac{W'_\pi}{W_B} A' \right) \right]}{V_y \Sigma (V_y C_y)} + \right. \\
&\times \left. \frac{+ C_r \left[\left(1 - \frac{W''_\pi}{W_\Gamma} \right) T_{\Gamma,H} - 273 \left(1 - \frac{W''_\pi}{W_\Gamma} A'' \right) \right]}{V_y \Sigma (V_y C_y)} + 273 \right\}; \\
A_3 &= \sigma_B \tau F_c \times \\
&\times \left\{ \frac{Q_H^p + \alpha C_B V_B \left[\left(1 - \frac{W'_\pi}{W_B} \right) T_{B,H} - 273 \left(1 - \frac{W'_\pi}{W_B} A' \right) \right]}{V_y \Sigma (V_y C_y)} + \right. \\
&\times \left. \frac{+ C_r \left[\left(1 - \frac{W''_\pi}{W_\Gamma} \right) T_{\Gamma,H} - 273 \left(1 - \frac{W''_\pi}{W_\Gamma} A'' \right) \right]}{V_y \Sigma (V_y C_y)} + 273 \right\}^2; \\
A_4 &= B \left[V_y C_y - \alpha C_B V_B \frac{W'_\pi}{W_B} (1 - A') - C_r \frac{W''_\pi}{W_\Gamma} (1 - A'') \right]; \\
A_5 &= B Q_H^p + B \alpha C_B V_B \left[\left(1 - \frac{W'_\pi}{W_B} \right) T_{B,H} - 273 \left(1 - \frac{W'_\pi}{W_B} A' \right) \right] + \\
&+ B C_r \left[\left(1 - \frac{W''_\pi}{W_\Gamma} \right) T_{\Gamma,H} - 273 \left(1 - \frac{W''_\pi}{W_\Gamma} A'' \right) \right] + \\
&+ 273 B V_y C_y + \sigma_B F_c T_c^4 - Q_5;
\end{aligned}$$

где

$$A' = e - \left(1 - \frac{W'_\pi}{W_B} \right) \frac{K_{cp}^B H_B}{W'_\pi};$$

$$A'' = e - \left(1 - \frac{W''_\pi}{W_\Gamma} \right) \frac{K_{cp}^\Gamma H_\Gamma}{W''_\pi};$$

W'_d и W''_d — водяные эквиваленты дыма, проходящего через воздушный и газовый регенераторы.

Если не учитывать изменения температуры подогрева воздуха и газа, то выражение (11) принимает вид

$$T_{y,n}^2 + \frac{BV_y C_y}{\sigma_b \tau F_c T_T} T_{y,n} - \frac{B(Q_n^p + q_v + q_r + V_y C_y 273) + \sigma_b F_c T_c^4 - Q_5}{\sigma_b \tau F_c T_T^2} = 0. \quad (12)$$

К. п. д. печи определяется по формуле

$$\eta = \frac{q_d F_c}{BQ_n^p}.$$

Используя уравнение (11), мы исследовали аналитически зависимость производительности печи от различных параметров, определяющих ее тепловую работу. Анализ выполнен применительно к стекловаренной печи с подковообразным движением пламени для варки стекла сортовой посуды.

Характеристика печи:

Площадь варочной части, m^2	31,3
Отношение поверхности ванны к поверхности обмуровки	0,63
Объем печного пространства, m^3	33,85
Температура стекла, $^{\circ}C$	1245
Поверхность нагрева решетки регенератора, m^2	452
Калорийность топлива (природный газ), $ккал/м^3$	8500

При расчетах изменяли значение одного параметра теплового режима, оставляя постоянными величины остальных параметров и таким образом выяснили влияние их на производительность печи.

На рис. 1 и 2 показано влияние избытка воздуха на тепловую работу печи при постоянном расходе природного газа. При увеличении коэффициента избытка воздуха с 1,1 до 1,6 температура подогрева воздуха в регенераторе увеличивается на 50—60° (см. рис. 1). Теоретическая температура горения газа снижается на 400°. При этом температура продуктов горения, поступающих в насадку регенератора, увеличивается на 200°.

Тепло, воспринимаемое поверхностью стекломассы, при постоянной тепловой нагрузке с увеличением коэффициента избытка воздуха с 1,1 до 1,6 уменьшается с 61000 до 42000 $ккал/м^2 час$, т. е. на 30% (см. рис. 2). Уменьшение теплоотдачи к ванне является следствием понижения температуры факела и уменьшения величины видимого коэффициента излучения. При этих условиях к. п. д. печи уменьшается с 0,74 до 0,53 (рис. 3).

Мы исследовали влияние содержания кислорода в воздухе (21%; 23%; 28%) на производительность печи при постоянной теп-

ловой нагрузке и постоянном коэффициенте избытка воздуха (рис. 4). С увеличением содержания кислорода в воздухе с 21 до 28% тепловосприятие ванны повышается на 10—11%. Также изменяется и к. п. д. печи. Таким образом, применение кислорода в стекловаренных печах, по-видимому, дает лишь незначительный эффект. Такие же результаты могут быть достигнуты более простыми средствами.

На рис. 5 показана зависимость тепловосприятия ванны $q_{л}$, температуры уходящих газов t_y и к. п. д. печи η от тепловой нагрузки $BQ_{н}^p$ при сжигании природного газа, а также регенераторного газа из торфа. Избыток воздуха принимался постоянным ($\alpha = 1,1$).

Как показано на рис. 5, увеличение тепловой нагрузки повышает производительность печи. Увеличение тепловой нагрузки в два раза вызывает повышение тепловосприятия ванны на 80%.

Таким образом,

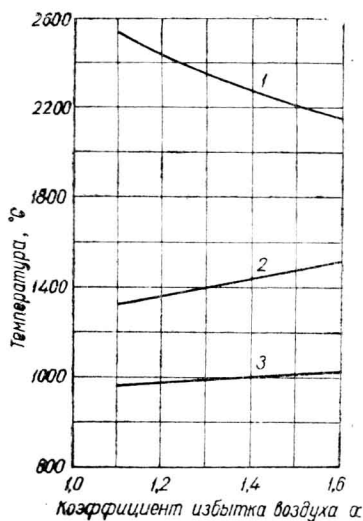


Рис. 1. Влияние коэффициента избытка воздуха на теоретическую температуру 1, температуру уходящих газов 2 и температуру подогрева воздуха в регенераторах 3 при постоянной тепловой нагрузке.

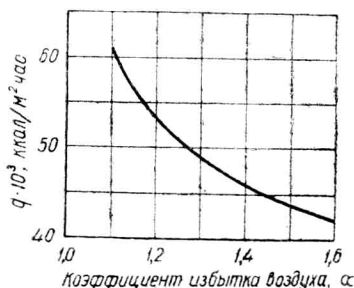


Рис. 2. Влияние коэффициента избытка воздуха α на тепловосприятие ванны $q_{л}$ при постоянной тепловой нагрузке.

повышение тепловой нагрузки и, следовательно, температуры в печи является мощным средством повышения производительности стекловаренных печей. Увеличение тепловых нагрузок на действующих печах может проводиться только при надежной защите стен бассейна и свода печи от быстрого износа. Кроме того, необходимы изменения конструкций горелки, увеличение тяги и т. д.

К. п. д. печи, при изменении тепловой нагрузки (в пределах, указанных на рис. 5) практически не изменяется. При увеличении нагрузки свыше $3 \cdot 10^6$ ккал/час к. п. д. начинает незначительно уменьшаться вследствие увеличения потерь с отходящими газами.

На рис. 6 показана зависимость тепловосприятия ванны и к. п. д. печи от температуры подогрева воздуха при работе на природном газе. При изменении температуры подогрева воздуха с 800°

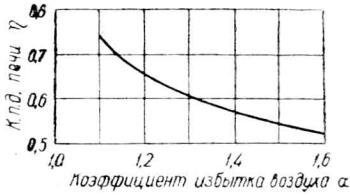


Рис. 3. Зависимость к. п. д. печи η от избытка воздуха α при постоянной тепловой нагрузке.

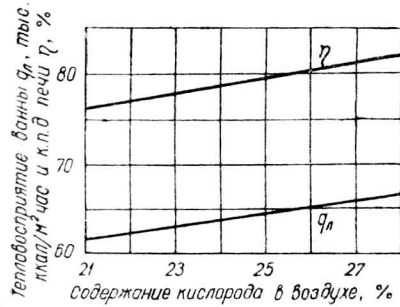


Рис. 4. Влияние содержания кислорода в воздухе на интенсификацию теплообмена в печах.

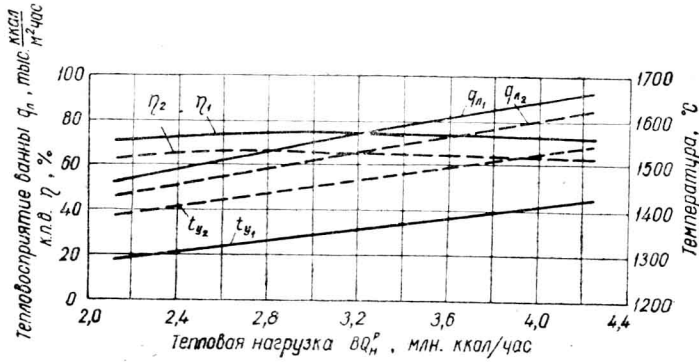


Рис. 5. Зависимость тепловосприятия ванны, температуры уходящих газов и к. п. д. печи от тепловой нагрузки, при сжигании природного газа 1 и генераторного газа из торфа 2.

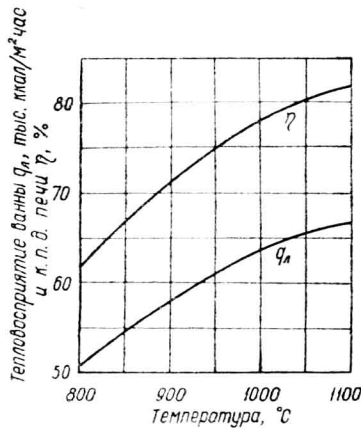


Рис. 6. Влияние температуры подогрева воздуха на тепловосприятие ванны и к. п. д. печи.

до 1100° тепловосприятие ванны увеличивается на 33%, а к. п. д. печи — на 21%. Следовательно, повышение температуры нагрева воздуха (или газа при отоплении печи генераторным газом) — одно из самых важных средств повышения производительности стекловаренных печей.

Расчетом выяснено, насколько более эффективно работает стекловаренная печь при отоплении природным газом, вместо генераторного газа из торфа калорийностью 1380 ккал/нм³, при равной тепловой нагрузке печи. Оказалось, что при отоплении печи природным газом теплопередача к ванне повышается на 15%. В этом случае температура уходящих продуктов горения на 100—120° ниже, чем при работе на генераторном газе.

При одинаковых тепловых нагрузках и коэффициенте избытка воздуха для сжигания природного газа требуется на 16,5% больше воздуха, чем для сжигания генераторного очищенного газа из торфа калорийностью 1380 ккал/нм³. Количество продуктов горения при сжигании генераторного газа на 25% больше, чем при сжигании природного газа.

ЛИТЕРАТУРА

1. В. Н. Тимофеев, Сб. работ УОВТП, вып. 5, Metallurgizdat, М., 1940.
 2. Н. А. Захариков, Теплотехника производства стекла, вып. 2, Изд-во АН УССР, 1958.
-

СЖИГАНИЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА В СТЕКЛОВАРЕННЫХ ПЕЧАХ С ПОДКОВООБРАЗНЫМ ДВИЖЕНИЕМ ПЛАМЕНИ

О. Л. Мазаева

В настоящее время условия рационального сжигания природного газа в стекловаренных печах еще недостаточно изучены. Не выявлены оптимальные условия ввода газа в горелочное устройство, необходимые для получения факела требуемой длины, настильности и светимости. В некоторых случаях в печах наблюдается неполнота сгорания газа, а в других факел оказывается недостаточно светящимся, хотя опыт эксплуатации стекловаренных и мартеновских печей свидетельствует о положительном влиянии светимости факела на теплопередачу к ванне.

Метан, являясь насыщенным углеводородом, чрезвычайно трудно поддается крекингу с выделением сажистого углерода. Даже при смешении метана с воздухом в количестве, не достаточном для горения, скорость окисления метана значительно превышает скорость его разложения. Поэтому при сжигании природного газа получается пламя с небольшой светимостью. Если же перед сжиганием метана провести крекинг его, то можно получить достаточно светящееся пламя.

Крекинг метана можно осуществить нагревом метана до высоких температур без воздуха. Можно получить крекинг метана и в горячей струе его, если диаметр ее достаточно велик. Замедленная диффузия воздуха с поверхности в центральную часть струи и высокая температура на поверхности струи газа (в результате его сгорания) создают хорошие условия для крекинга газа. Следовательно, светимость пламени зависит от диаметра струи газа, выходящей из сопла, от избытка воздуха и его температуры. Факел требуемой светимости и длины можно получить подбором диаметра сопел, подводящих природный газ.

В Институте использования газа АН УССР уже проводились исследования выбора оптимальных условий сжигания природного газа в стекловаренных печах с поперечным направлением пламени. Эти исследования продолжаются на стекловаренных печах

с подковообразным движением пламени. Проведены две серии опытов. Первая из них велась на стекловаренной печи Киевского стеклотермостного завода (площадь ванны $31,2 \text{ м}^2$). Природный газ подводился через боковые стенки горелки двумя соплами диаметром 19 мм под углом около 45° к оси воздушного потока. Во

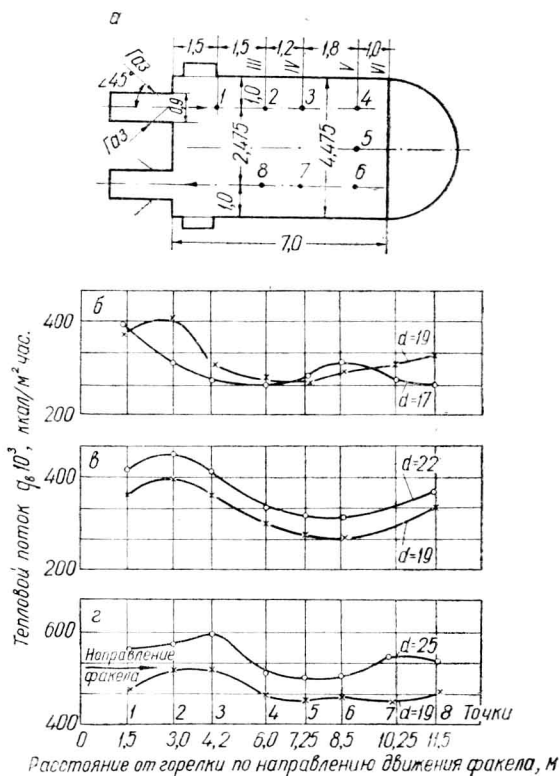


Рис. 1. Схема расположения точек измерения (а) и распределения тепловых потоков в стекловаренной печи Киевского стеклотермостного завода: б — расход газа $V=285 \text{ м}^3/\text{час}$; в — $V=300 \text{ м}^3/\text{час}$; г — $V=325 \text{ м}^3/\text{час}$.

время опытов применяли диаметр газовых сопел 17, 19, 22 и 25 мм. Расход газа на горелку измерялся с помощью диафрагмы. Перед газовым вентилем имелся запас давления, который позволял проводить опыты при данных диаметрах сопел при постоянном расходе газа. Печь работала на естественной тяге, расход воздуха на горелку не регулировался и во всех опытах оставался практически постоянным.

При сравнительных опытах по сжиганию газа тепломером измерялись тепловые потоки на ванну q_v в точках, указанных на рис. 1. Измерения выполняли через 15 мин. после перекидки в од-

ной и той же последовательности при каждом диаметре сопла. Опыты проводились в разные дни, поэтому каждый раз измерения начинали при сопле $d=19$ мм, а затем устанавливали сопла других диаметров. Результаты измерений приведены на рис. 1.

При сопле $d=25$ мм поворот факела начинался раньше (на расстоянии 4 м по ходу факела) и наблюдалось выбивание факела в IV, V и VI сечениях. Факел касался зеркала ванны печи на расстоянии 0,6 м от влета горелки, а при $d=19$ мм — на расстоянии 1,1—1,2 м. При $d=25$ мм факел был более светящийся, и охлаждаемые водой трубки тепломера покрывались слоем сажи (на

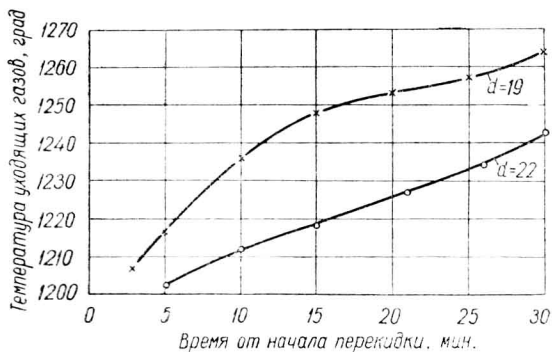


Рис. 2. Температура уходящих газов перед регенератором при разных диаметрах сопел.

длине 3 м). При $d=17$; 19 и 22 мм сажа на трубах тепломера не осаждалась. При $d=22$ мм факел был несколько более светящийся, чем при $d=19$ мм.

При расходе газа $285 \text{ нм}^3/\text{час}$ средние значения прямого теплового потока (на ванну): $q_v=294 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2\text{час}$ при $d=17$ мм; $q_v=320 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2\text{час}$ при $d=19$ мм, т. е. в последнем случае на 8,05% больше.

При расходе газа $300 \text{ нм}^3/\text{час}$: $q_v=365 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2\text{час}$ при $d=22$ мм и $q_v=326 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2\text{час}$ при $d=19$ мм, т. е. в последнем случае на 11,9% меньше. При расходе газа $325 \text{ нм}^3/\text{час}$: $q_v=530 \text{ ккал/м}^2\text{час}$ при $d=25$ мм и $q_v=475 \text{ ккал/м}^2\text{час}$ при $d=19$ мм, т. е. во втором случае на 11,6% меньше. Температура уходящих газов перед регенератором при $d=25$ и 22 мм была несколько ниже, чем при $d=19$ мм.

На рис. 2 показаны результаты сравнительных измерений температуры уходящих газов при $d=22$ мм и 19 мм. Во всех опытах в уходящих из печи продуктах горения не было химического недожога. Из рис. 1 видно, что максимальный тепловой поток на ванну находится на расстоянии 3—4 м от влета горелки, причем это расстояние возрастает с увеличением диаметра сопла.

Вторая серия опытов была проведена на стекловаренной печи с подковообразным движением пламени Киевского стеклотарного завода (площадь ванны $15,75 \text{ м}^2$; высота печи 0,5 м). Подвод га-

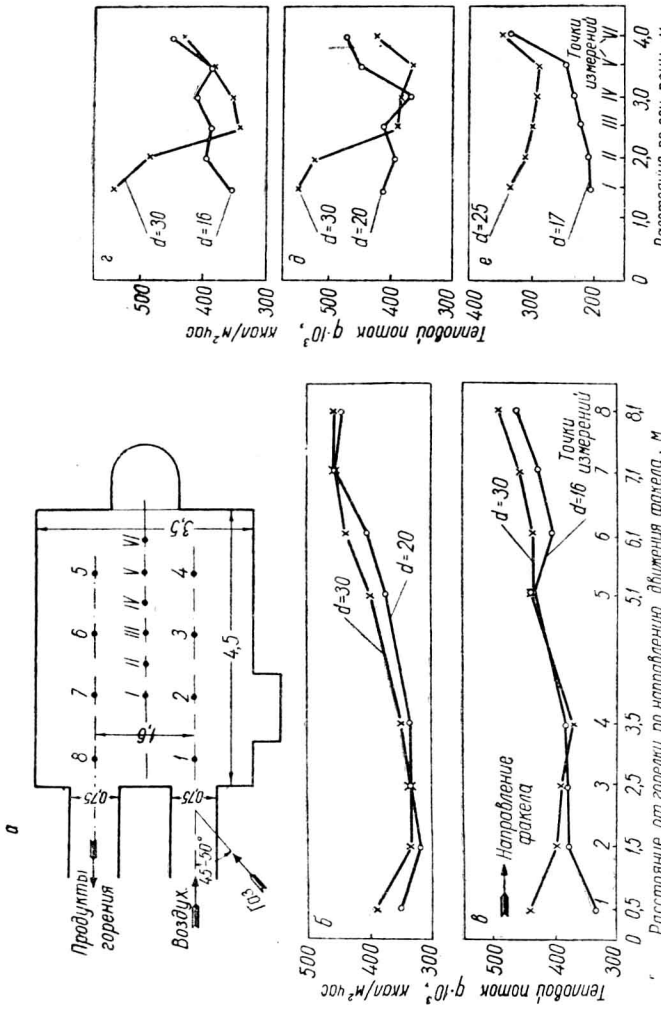


Рис. 3. Схема расположения точек измерения и распределения тепловых потоков в стекловаренной печи Киевского стеклоарного завода:

b — расход газа $V=190$ м³/час; v — $V=196$ м³/час; z — $V=198$ м³/час; 2 — $V=196$ м³/час; 3 — $V=185$ м³/час; 4 — $V=185$ м³/час; 5 — $V=196$ м³/час; 6 — $V=185$ м³/час.

за с двух сторон горелки невозможен, так как расстояние между осями горелок 1,6 м. Газ подводится одним соплом диаметром $d=16$ мм под углом около 45° к оси воздушного потока.

Во время опытов были установлены газовые сопла следующих диаметров: 16, 17, 20, 25 и 30 мм. Расход газа на горелку измерялся диафрагмой и во время измерений оставался постоянным. Воздух на горелку поступал от вентилятора, расход его также был постоянным. Во время опытов в камере смешения отводящей горелки температура уходящих газов измерялась платино-платинородиевой термопарой, а тепловые потоки на ванну по осям горелки (подводящей газ и отводящей продукты горения) и печи — теплотермометром. Расположение точек измерений и полученные результаты приведены на рис. 3.

Более светящийся факел был получен при сопле диаметром 30 мм (при больших диаметрах сопел опыты не были проведены, так как это было бы связано с заменой керамических туннелей), при этом охлаждаемые водой трубки термометра не покрывались сажей. При расходе газа $190 \text{ м}^3/\text{час}$ средние значения прямого теплового потока (на ванну): $q_v = 398 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2\text{час}$ при $d=30$ мм и $q_v = 377 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2\text{час}$ при $d=20$ мм, т. е. в последнем случае на 5,5% меньше. При расходе газа $196 \text{ м}^3/\text{час}$, $q_v = 432 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2\text{час}$ при $d=30$ мм и $q_v = 400 \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2\text{час}$ при $d=16$ мм, т. е. во втором случае на 7% меньше. При этом установившаяся температура уходящих газов перед регенератором (через 40 мин. после перекидки, причем интервал между перекидками пламени 1 час) при $d=30$ мм составляла 1254° , а при $d=16$ мм равнялась 1337° , т. е. при $d=30$ мм температура была ниже.

Следовательно, повышение светимости пламени путем частичного крекинга природного газа, полученного путем установки газовых сопел больших диаметров (30 мм), приводит к увеличению теплоотдачи к ванне печи и снижению температуры уходящих газов по сравнению с работой печи при меньших диаметрах газовых сопел.

Полученные данные использованы на Киевском стеклотарном заводе; на горелках печи установлены газовые сопла $d=28$ мм вместо $d=16$ мм.

