

М. В. ГРОШЕВ

**БЕСФАКЕЛЬНОЕ
СЖИГАНИЕ
ГАЗА**

МАШГИЗ • 1950

АКАДЕМИЯ НАУК УССР

ИНСТИТУТ ТЕПЛОЭНЕРГЕТИКИ

М. В. ГРОШЕВ

канд. техн. наук

БЕСФАКЕЛЬНОЕ СЖИГАНИЕ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Под редакцией доктора техн. наук
проф. И. И. ЧЕРНОБЫЛЬСКОГО

СИГНАЛЬНЫЙ
ЭКЗЕМПЛЯР



ГОСУДАРСТВЕННОЕ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЕ ИЗДАТЕЛЬСТВО
МАШИНОСТРОИТЕЛЬНОЙ ЛИТЕРАТУРЫ
КИЕВ 1950 МОСКВА

Книга посвящена вопросу беспламенного сжигания природного газа в промышленных установках. В книге приведены сведения об основных энергетических свойствах природного газа месторождения Дашава—Опары, характеризующих его как топливо. Значительное внимание уделено характеристике физической сущности процесса беспламенного сжигания газа, а в особенности методам рационального сжигания газа и конструкциям горелочных устройств. В книге приведён ряд конструкций беспламенных горелок и указана область их применения.

Книга предназначена для инженеров и техников, работающих в области эксплуатации и проектирования тепловых установок, использующих газ в качестве топлива.

Рецензент проф. *Н. И. Костромин*
Редактор канд. техн. наук *Б. А. Еременко*

УКРАИНСКОЕ ОТДЕЛЕНИЕ МАШГИЗА
Ведущий редактор инж. *В. К. Сердюк*

ВВЕДЕНИЕ

Бесфакельное сжигание газа, или, как принято его называть, — беспламенное сжигание, исторически связано с каталитическим действием поверхностей твёрдых тел. Поэтому сжигание горючей смеси на поверхности твёрдых тел, обладающих каталитическими свойствами, называли беспламенным сжиганием или поверхностным горением.

Первым прибором, появившимся в 1817 г., в котором осуществлялось беспламенное горение, была всем известная безопасная шахтёрская лампа [21]. В этой лампе на поверхности платиновой спирали, обладающей каталитическим свойством по отношению к кислороду атмосферы и к горючему газу, происходит сжигание газа при комнатной температуре.

Поверхность платиновой спирали обладает свойством при низких температурах мгновенно адсорбировать кислород и горючие газы. В результате притяжения к твёрдой поверхности молекулы кислорода покрывают поверхность спирали и, получая определённое количество энергии непосредственно от поверхности, а также и в результате ударов, становятся химически активными. То же самое происходит и с молекулами горючих газов (например метана CH_4).

Таким образом, на поверхности платиновой спирали химически активные молекулы горючего встречаются с кислородом и мгновенно реагируют на самой поверхности спирали, нагревая её до той или иной температуры.

В зависимости от содержания кислорода в газовой атмосфере угольных шахт, где применяются шахтёрские лампы, интенсивность горения изменяется, в связи с чем изменяется и температура накала спирали. Для безопасности с целью предотвращения прорыва пламени в атмосферу шахты платиновая спираль ограждена мелкой металлической сеткой.

Ещё в 1881 г. [21] было установлено ускоряющее влияние небольшого количества водяных паров на процесс сжигания окиси углерода, в его объёме, при температурах ниже температур воспламенения. Позже было уточнено, что водяные пары как химический катализатор влияют только при невысоких температурах в случае сжигания газа в объёме (гомо-

процесса горения и при этом использовал новейшие данные теории в этой области.

Книга включает такие вопросы: физико-химические свойства газа, основные понятия о методе бесфакельного сжигания газа и условия его осуществления. Достаточно подробно разобраны различные конструкции горелочных устройств и указана область применения бесфакельного метода сжигания газа. Приводятся примерные расчёты двух типов инжекционных горелок; эти методы расчёта на конкретных примерах будут полезны при проектировании новых горелок и для поверочных расчётов существующих.

Часть последнего раздела написана младшим научным сотрудником инж. А. С. Чавдаровым. В этом разделе изложены результаты испытаний трёх типов бесфакельных горелок, проведённых Институтом теплоэнергетики АН УССР, а также испытаний проведённых автором книги.

Изложенный в настоящей книге материал позволит ознакомиться в доступной форме широкие инженерно-технические круги с методом бесфакельного сжигания газа.

Проф. И. И. Чернобыльский

ОТ РЕДАКТОРА

В Законе о пятилетнем плане восстановления и развития народного хозяйства на 1946—1950 гг. поставлена задача „Развить в крупных масштабах новую отрасль промышленности — газовую промышленность на базе добычи природного газа и переработки угля, торфа и сланцев“.

Во исполнение этой задачи под руководством ЦК КП(б)У успешно закончено в 1948 г. строительство газопровода Дашава — Киев, предназначенного обеспечить промышленные и бытовые нужды столицы Украины и ряда районов, расположенных на трассе газопровода.

Богатые месторождения природного газа имеются в Западной Украине. В Приазовье, на окраинах Донбасса и в других районах СССР имеются источники природного газа.

Природный газ занимает всё более и более видное место в топливном балансе нашей страны, в связи с чем встаёт вопрос об экономном использовании этого ценного топлива.

С вводом в эксплуатацию магистрального газопровода Дашава — Киев вопросы газификации приобрели актуальное значение, ибо на сжигание газа переводятся работы тепловых установок многих промышленных предприятий и обслуживание бытовых нужд населения.

Между тем, литературы по сжиганию природного газа недостаточно, поэтому книга по вопросам рационального сжигания газа весьма своевременна.

Настоящая книга посвящена перспективному методу бесфакельного сжигания газа, на которое по постановлению Совета Министров УССР переводится ряд предприятий.

Книга эта, написанная старшим научным сотрудником Института теплоэнергетики АН УССР канд. техн. наук М. В. Грошевым, имеющим многолетний опыт в области сжигания газа, изложена доходчиво и в то же время на современном научном уровне, поэтому она явится полезным пособием для инженерно-технических работников, которым приходится на практике осуществлять перевод установок на сжигание природного газа.

Автор обосновал рациональные методы сжигания газа на основе анализа физико-химической и энергетической сторон

генное горение). При сжигании окиси углерода на раскалённой поверхности твёрдого тела наличие влаги замедляет горение.

Произведённые за указанный период многочисленные теоретические и экспериментальные исследования по вопросу бесфакельного сжигания газа [2 — 20] частично выяснили сущность каталитического действия поверхностей различных тел, его интенсивность.

Работами многих исследователей установлено, что при температурах ниже 500° все твёрдые тела (платина, золото, окись никеля, медь, фарфор, окись циркония, шамот и т. д.) обладают способностью ускорять горение газа, но в различной степени — в зависимости от состава и структуры материала и состояния поверхности его. При этом было выяснено, что чем больше шероховатость поверхности, т. е., чем больше выступов на поверхности и чем острее эти выступы, тем она каталитически активнее.

Рядом исследователей ещё в начале текущего столетия экспериментально установлено, что при высоких температурах (выше 900°C) каталитическое действие раскалённых поверхностей различных тел становится практически одинаковым, т. е. раскалённые поверхности всех твёрдых тел почти в одинаковой степени ускоряют процессы горения газов.

Следует отметить, что каталитическое действие поверхностей твёрдых тел нашло наибольшее применение и использование в химической промышленности в тех случаях, когда реакции происходят при температурах ниже 600°C .

Большинство исследователей объясняют каталитическое действие поверхностей твёрдых тел способностью поверхности адсорбировать молекулы кислорода и горючего газа и ионизировать их за счёт энергии поверхности, которая как-бы заряжена электричеством.

Активное участие поверхностей твёрдых тел в процессе сжигания топлива в промышленных установках стало более ясным только тогда, когда достаточно подробно были изучены механизм и условия сжигания топлива. При этом выяснено, что участие раскалённых (выше 900°) поверхностей твёрдых тел в процессе сжигания газа в большинстве современных горелок имеет очень большое значение, но оно основано не на каталитическом воздействии поверхностей, а на других принципах, в основном на участии их в процессе теплообмена.

Встречающиеся в литературе утверждения о решающей роли каталитического действия раскалённых поверхностей твёрдых тел при температуре выше 900°C при промышленном сжигании газа недостаточно обоснованы, а указания некоторых авторов о необязательности процесса смешения газа с воздухом [21, 22] в организации процесса бесфакельного горения ошибочны.

Большое значение для ускорения прогрева горючей смеси, поступающей в туннель горелки, имеет форма самого туннеля. Практика эксплуатации бесфакельных горелок показала, что в начале туннеля у стенок его необходимо иметь вихревую зону (зону разрежения) с раскалёнными продуктами горения, которые, инжектируясь струёй холодной смеси, сильно ускоряют её прогрев.

Наилучшие условия для образования зоны разрежения обеспечивают отдельные туннели для каждого сопла смесителя, и худшие условия обеспечивают туннели перчаточного типа.

ОСНОВНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Для расчёта горелок и регулирующих устройств необходимо знать основные свойства природного газа. В данном разделе приведены основные характеристики природного газа месторождения Дашава—Опары, характеризующие его как топливо и как газ, а также некоторые сведения, необходимые для расчётов и проектирования горелок.

Состав и теплотворная способность. Основной характеристикой природного газа как топлива является его теплотворная способность, зависящая от химического состава газа.

Средний состав сухого газа следующий:

метан CH_4	97,88%
этан C_2H_6	0,50%
пропан C_3H_8	0,16%
бутан C_4H_{10}	0,13%
азот N_2	1,20%
углекислота CO_2	0,13%

Низшая теплотворная способность газа определяется по формуле Всесоюзного теплотехнического института (ВТИ).

$$Q_{\text{н}} = 85,3 \text{ CH}_4 + 151,9 \text{ C}_2\text{H}_6 + 217,4 \text{ C}_3\text{H}_8 + 282,8 \text{ C}_4\text{H}_{10} \text{ ккал/м}^3 \quad (1)$$

и при указанном выше составе равна

$$Q_{\text{н}} = 85,3 \cdot 97,88 + 151,9 \cdot 0,5 + 217,4 \cdot 0,16 + 282,8 \cdot 0,13 = 8498 \text{ ккал/м}^3.$$

При этом следует отметить, что состав газа не остаётся постоянным, а имеет некоторые колебания даже в течение суток.

Низшая теплотворная способность газа иногда достигает величины, большей 8600 ккал/м³.

Плотность. Под плотностью газа ρ подразумевается масса единицы объёма, имеющая размерность в абсолютной системе г/см^3 , а в технической системе $\text{кг сек}^2/\text{м}^4$. В процессе истечения газа при низких давлениях (до 500 мм вод. ст.) изменение плотности газа приближённо определяется по уравнению

$$\rho = \rho_0 \left(\frac{1}{1 + \alpha t} \right) \frac{P}{1,0332} \text{ кг сек}^2/\text{м}^4, \quad (2)$$

где ρ_0 — плотность газа при 0°C и 760 мм рт. столба;
 P — абсолютное давление газа в кг/см^2 ;
 1,0332 — абсолютное давление газа при нормальных условиях в кг/см^2 ;
 α — коэффициент объёмного расширения газа, равный $\frac{1}{273}$;
 t — температура газа в $^\circ\text{C}$.

Для природного газа указанного состава, как для смеси различных газов, плотность при нормальных условиях равна

$$\rho_0 = \frac{\sum \mu}{22,4} = \frac{0,9788 \cdot 16 + 0,005 \cdot 30 + 0,0016 \cdot 44 + 0,0013 \cdot 58}{22,4 \cdot 9,81} + \\ + \frac{0,012 \cdot 28 + 0,0013 \cdot 44}{22,4 \cdot 9,81} = 0,0744 \text{ кг сек}^2/\text{м}^4.$$

Удельный вес. Удельным весом газа называют вес единицы объёма, который в абсолютных единицах измеряется в $\text{г/см}^3 \text{ сек}^2$, а в технических в кг/м^3 .

Зависимость между удельным весом и плотностью определяется отношением

$$\gamma = \rho g = \rho 9,81 \text{ кг/м}^3. \quad (3)$$

Для природного газа принятого состава при нормальных условиях удельный вес равен

$$\gamma_0 = \rho_0 9,81 = 0,0744 \cdot 9,81 = 0,73 \text{ кг/м}^3.$$

При адиабатическом и политропическом процессах расширения (когда давление газа изменяется в процессе расширения больше чем на 1000 мм вод. ст.) удельный вес и плотность газа изменяются по уравнению

$$\gamma = \gamma_1 \left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{1}{k}}$$

или

$$\gamma = \gamma_1 \left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{1}{n}}, \quad (4)$$

где k — показатель адиабаты;
 n — показатель политропы.

Температура газа при адиабатическом процессе расширения (при отсутствии ударной детонационной волны) изменяется по уравнению адиабаты

$$T = T_1 \left(\frac{P}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \text{ } ^\circ\text{K}. \quad (5)$$

Показатель адиабаты $k = \frac{c_p}{c_v}$ (отношение теплоёмкости при постоянном давлении c_p к теплоёмкости при постоянном объёме c_v) для природного газа указанного состава приближённо можно принять равным 1,31.

Величина, обратная удельному весу $\frac{1}{\gamma} = v$, называется удельным объёмом. Размерность её в технических единицах $\text{м}^3/\text{кг}$. Для природного газа удельный объём равен

$$v = \frac{1}{0,73} = 1,37 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Вязкость. Вязкостью называется свойство газов оказывать сопротивление взаимному перемещению его частиц от действия приложенных к ним внешних сил. Вязкость характеризует сопротивление слоёв газа относительному сдвигу.

В газах и жидкостях различают абсолютную (динамическую) вязкость η и кинематическую вязкость ν . Единицей абсолютной вязкости является вязкость такого газа или жидкости, в которой сила в одну дину ($\text{гсм}/\text{сек}^2$) перемещает два слоя (один относительно другого) площадью в 1 см^2 каждый, находящиеся на расстоянии 1 см , со скоростью в $1 \text{ см}/\text{сек}$.

Размерность единицы вязкости зависит от того, в каких единицах выражено усилие, вызывающее напряжение в газе. Если внешнее усилие выражено в $\text{г}/\text{см}^2$ (давлением), то размерность абсолютной вязкости выражается в пузах, т. е. η ($\text{г}/\text{см сек}$). В этом случае можно сказать, что абсолютная вязкость η отнесена к давлению (к единице силы). Если же абсолютная вязкость отнесена ко всей величине силы, т. е. к весу (усилие выражено в г), тогда размерность будет

$$\eta' = \eta F \frac{\text{г см}}{\text{сек}}.$$

Абсолютная вязкость может быть также отнесена к единице массы, тогда её размерность

$$\eta'' = \frac{\eta}{g} \frac{\text{г сек}}{\text{см}^2}.$$

Поэтому при пользовании величинами абсолютной вязкости всегда нужно строго различать её размерность. В практических расчётах чаще пользуются измерениями в технической системе единиц ($\text{кг}/\text{м}^2 \text{ сек}$), перевод в которые не представляет трудности.

Физическая сущность явления вязкости газов объясняется тепловым движением молекул, проникающих из одного слоя в другой и тем самым затрудняющих взаимное их перемещение.

Вязкость газов, в противоположность жидкостям, с увеличением температуры возрастает [53]

$$\eta_t = \eta_0 \frac{1 + \frac{c}{273}}{1 + \frac{c}{T}} \cdot \sqrt{\frac{T}{273}} \frac{\text{кг}}{\text{м сек}}, \quad (6)$$

где η_0 — абсолютная вязкость газа при 0°C кг/м сек ;
 c — некоторая константа, зависящая от свойств газа;
 T — температура газа в $^\circ\text{K}$.

Изменение вязкости природного газа практически почти такое же, как и метана. Ниже приводятся значения вязкости природного газа [51] при атмосферном давлении.

Изменение вязкости природного газа в зависимости от температуры

t°	—100	—50	0	50	100	150	200	300	400	500
$\eta \cdot 10^5 \frac{\text{г}}{\text{см сек}}$	6,60	8,50	10,30	11,87	13,35	14,75	16,10	18,60	20,93	22,77

t°	600	700	800	900	1000	1100	1200
$\eta \cdot 10^5 \frac{\text{г}}{\text{см сек}}$	24,75	26,65	28,30	29,35	31,60	33,00	34,50

Кинематической вязкостью называется отношение абсолютной вязкости к плотности газа

$$\nu = \frac{\eta \text{ см}^2}{\rho \text{ сек}} \quad (7)$$

В абсолютной системе единиц кинематическая вязкость имеет размерность $\text{см}^2/\text{сек}$, а в технической системе единиц иногда обозначается $\text{м}^2/\text{час}$, а чаще $\text{м}^2/\text{сек}$.

Температура горения. Температура горения характеризует степень концентрации тепла в продуктах горения, т. е. является их энергетическим потенциалом. При правильном сжигании газа в условиях промышленных печей и котлов при наличии избытка воздуха ($\alpha_b \geq 1,05$) химический недожог практически можно считать равным нулю. При этих условиях так называемая теоретическая температура горения равна

$$t_m = \frac{Q_h + Q_{\phi}}{v_{np.g} c_{np.g}} ^\circ\text{C}, \quad (8)$$

где Q_{ϕ} — количество тепла, вносимое воздухом (и газом — в случае его подогрева), отнесённое к одному м^3 газа (ккал/м^3);

$v_{np.g}$ — объём продуктов горения, образующихся от сжигания 1 м^3 газа;

$c_{np.g}$ — средняя объёмная теплоёмкость продуктов горения ($\text{ккал/м}^3 \text{ } ^\circ\text{C}$).

В расчётах паровых котлов теоретическая температура горения определяется по полезному тепловыделению, за вычетом

потерь от химической и механической неполноты горения и потерь в окружающую среду.

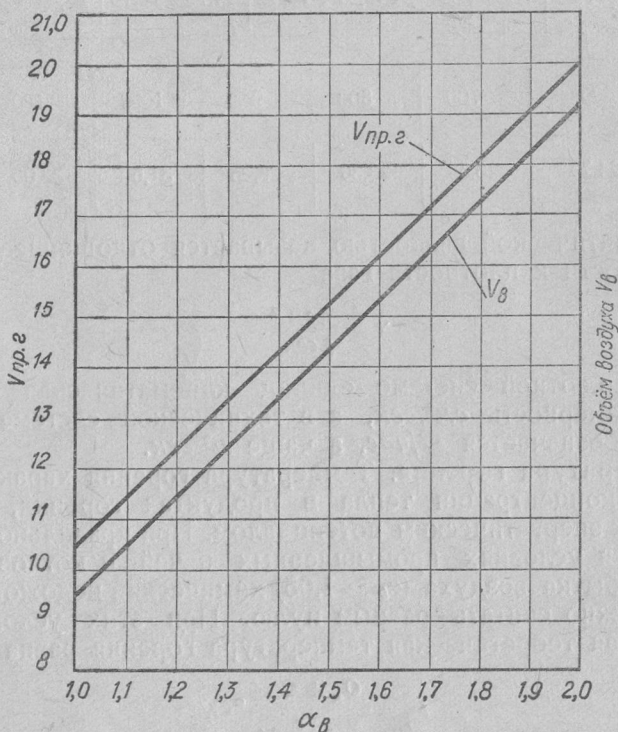
Практическая температура в камере горения равна

$$t_{np} = \frac{Q_n + Q_{\phi} - (Q_{пот} + Q_o)}{v_{np.g} \cdot c_{np.g}}, \quad (9)$$

где $(Q_{пот} + Q_o)$ — количество тепла в ккал, отнесённое к 1 м^3 газа, оставляемое в том объёме (пространстве), для которого определяется средняя температура продуктов горения;

Q_o — полезный расход тепла в ккал/м³;

$Q_{пот}$ — тепловые потери в ккал/м³.



Фиг. 1. Необходимое количество воздуха и получаемое количество продуктов горения при сжигании природного газа с различными избытками воздуха.

Обычно при форсировании работы тепловой установки тепловые потери возрастают слабо, по сравнению с ростом полезного расхода тепла. При этом темпы увеличения полезного расхода тепла значительно отстают от темпов роста практической температуры газов.

Поэтому при увеличении количества сжигаемого топлива в единицу времени в одном и том же пространстве практическая температура быстро возрастает.

Количество продуктов горения, получающихся при сжигании 1 м³ природного газа месторождения Дашава—Опары и необходимое для этого количество воздуха можно определять по графику (фиг. 1).

Температура подогрева воздуха при сжигании природного газа определяется из экономических соображений. В постоянно действующих тепловых установках при высокой температуре отходящих газов подогрев воздуха, необходимого для горения, весьма желателен, подогрев же природного газа, как правило, нерационален из-за значительного удорожания устройств для подогрева и трудности смешения газа увеличенной вязкости.

Определение температуры продуктов горения природного газа по их теплосодержанию можно производить по приведённой на фиг. 2 ($I-t$) диаграмме, составленной для продуктов горения природного газа. С помощью этой диаграммы можно определить и теоретическую температуру горения природного газа при сжигании с различными коэффициентами избытка воздуха и с учётом температуры подогрева воздуха, принимая потери в процессе горения равными нулю. Для этого необходимо при заданном коэффициенте избытка воздуха из фиг. 1 определить получаемое количество продуктов горения ($v_{пр.г}$) и необходимое количество воздуха (v_a). Затем нужно определить теплосодержание продуктов горения по формуле

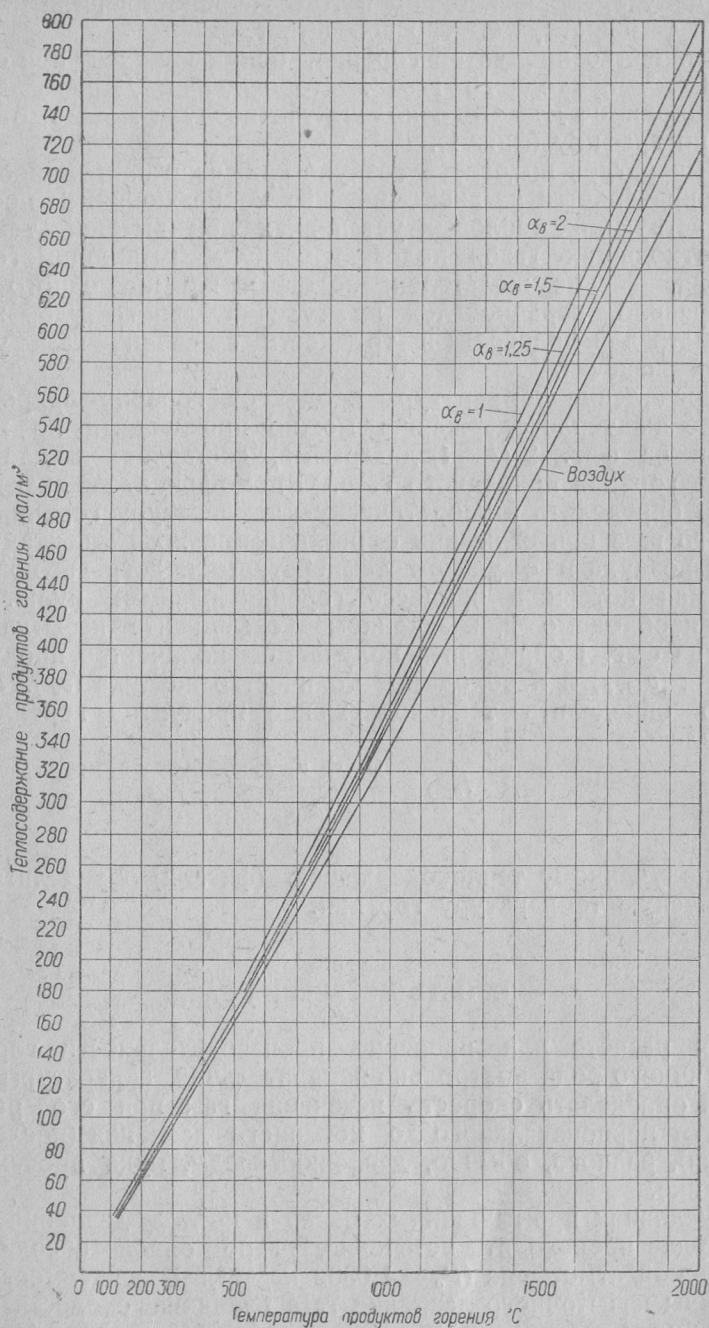
$$I_{пр.г} = \frac{Q_n + v_a I_a}{v_{пр.г}}$$

и по полученному теплосодержанию (фиг. 2) определить теоретическую температуру горения.

СКОРОСТЬ ИСТЕЧЕНИЯ ГАЗА

При расчёте или проверке производительности горелок и различного рода контрольно-измерительной аппаратуры требуется определять скорость истечения газа при его расширении от первоначального до конечного давления (после истечения), равного, обычно, давлению среды, куда происходит истечение.

В условиях промышленных печей и котлов давление среды, куда происходит истечение, равно одной абсолютной физической атмосфере ($P_0 = 1,0332 \text{ кг/см}^2$). В зависимости от величины избыточного давления газа величина скорости истечения будет различная. При низком давлении газа (до 500 мм



Фиг. 2. $I-t$ -диаграмма продуктов горения природного газа.

вод. ст.) теоретическая скорость истечения [42] определяется по уравнению

$$w_m = \sqrt{\frac{2gP_2}{\gamma_2}} \text{ м/сек}, \quad (10)$$

где P_2 — избыточное давление газа в мм вод. ст.;
 $g = 9,81 \text{ м/сек}^2$ — ускорение силы тяжести;
 γ_2 — удельный вес газа в кг/м³.

Действительная средняя скорость по сечению сопла будет меньше теоретической и учитывается путём умножения её на скоростной коэффициент φ , т. е.

$$w = w_m \varphi = \varphi \sqrt{\frac{2gP_2}{\gamma_2}} \text{ м/сек}. \quad (10a)$$

Значение коэффициента φ при низком и среднем давлении газа и истечении из конусного сопла в зависимости от угла раскрытия [62] приведено на фиг. 16.

При среднем давлении (выше 1000 мм вод. ст.) дозвуковая скорость истечения газа определяется по закону адиабатического процесса

$$w = \varphi \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (11)$$

где R — газовая постоянная (для природного газа)

$$R \cong 53 \text{ кг м/кг град};$$

T — начальная температура газа в абсолютных градусах (°K);

P_2 — конечное давление газа в *ата* (при истечении в атмосферу принимается $P_2 = 1,0332 \text{ кг/см}^2$);

P_1 — начальное давление газа в *ата*.

Для сопла с углом образующей входного конуса 45° и цилиндрической частью на конце скоростной коэффициент зависит от отношения длины цилиндрической части сопла к его диаметру, как это видно из следующих данных [62].

Скоростной коэффициент сопла с углом образующей конуса 45° и цилиндрической частью на конце сопла

Отношение длины цилиндрической части к диаметру сопла	0,00	0,18	0,36	0,45	0,56	1,13	2,26	4,52
Скоростной коэффициент сопла φ	0,704	0,749	0,844	0,883	0,900	0,876	0,866	0,833

Оптимальное значение отношения длины цилиндрической части сопла к его диаметру равно 0,56; в этом случае $\varphi = 0,9$.

Если угол образующей конуса уменьшить до 15° , то скоростной коэффициент для сопел с диаметром больше 2,5 мм остаётся постоянным и равным примерно 0,85. Другие типы сопел, несмотря на их сложность, не имеют явных преимуществ перед приведёнными, за исключением расширяющихся сопел, которые применяются при скоростях истечения выше критических.

УСЛОВИЯ БЕСФАКЕЛЬНОГО СЖИГАНИЯ ГАЗА

Применение современных методов так называемого беспламенного сжигания требует знания условий сжигания газа и условий рационального использования полученного тепла.

Рационально сжечь топливо — это значит превратить его химическую энергию в тепло при минимальных потерях. Выделенное в процессе сжигания тепло в основном концентрируется в получающихся от реакции продуктах горения. Условия использования тепла продуктов горения улучшаются при наиболее высокой их температуре, что достигается сжиганием топлива с минимальным избытком воздуха.

Источником кислорода для горения газа обычно является воздух. Чем меньше избыток воздуха при горении, тем выше температура продуктов сгорания, интенсивнее теплоотдача и меньше потери тепла с уходящими газами. Следовательно, одним из условий рационального использования энергии сжигаемого газа является возможность сжигания с минимальным избытком воздуха. Это положение обеспечивается очень тонким однородным перемешиванием газа с кислородом воздуха.

Такое перемешивание может быть осуществлено путём механического перемешивания благодаря использованию сил давления и вязкости газов либо благодаря использованию свойств адсорбции поверхностей твёрдых тел.

Из сказанного ясно, что тонкое перемешивание газа с потребным для горения количеством кислорода воздуха является обязательным условием рационального сжигания газа.

При сжигании газа в промышленных установках перемешивание газа с воздухом производится механическим путём, т. е. путём турбулентной и молекулярной диффузии. (Турбулентной диффузией называется проникновение одного газа в другой путём крупных вихрей газов, состоящих из большого количества молекул, а молекулярной диффузией называется проникновение одного газа в другой путём перемещения отдельных молекул).

Для протекания процесса горения одного перемешивания газа с воздухом недостаточно. Кроме этого, ещё требуется, чтобы полученная горючая смесь обладала запасом энергии, необходимым для протекания реакции горения т. е., горючая смесь должна быть активирована.

Энергия активации нужна для преодоления сил сцепления атомов реагирующих газов и повышения их энергетического уровня. Источником этой энергии чаще всего является тепло, переданное горючей смеси путём теплообмена. Иногда источником энергии является энергия поверхностей твёрдых тел (очевидно, электрическая и электромагнитная). При сжигании газа в промышленных установках, когда температура у места сжигания выше 1000°C , основным источником энергии активации является тепло, полученное горючей смесью исключительно теплообменом.

Поэтому при сжигании готовой горючей смеси скорость горения определяется скоростью прогрева смеси до температуры не ниже температуры воспламенения. Для природного газа месторождения Дашава—Опары эта температура равна $750 - 850^{\circ}\text{C}$.

Указанные два условия, т. е. смешение газа с воздухом и нагрев полученной горючей смеси до температуры не ниже температуры воспламенения,—являются необходимыми и достаточными условиями для рационального сжигания газа в котельных установках и промышленных печах.

Продолжительность процесса самой реакции горения при соблюдении указанных условий весьма незначительна. Например, при подогреве горючей смеси до температуры 900°C она равна тысячным долям секунды и протекает в период процесса активации.

Оба основных процесса, т. е. смешение и подогрев, могут происходить последовательно или параллельно (одновременно). Как правило, во всех промышленных тепловых установках наиболее трудной стадией процесса горения является смешение газа с воздухом. Произвести смешение легче и более качественно можно только до начала процесса горения. С повышением температуры значительно возрастает вязкость газов, затрудняющая процесс смешения. Кроме того, когда в каком-либо месте смешивающихся газов начнётся частичное горение, то получить окончательное перемешивание несгоревшего газа с воздухом весьма затруднительно. В местах горения понижается концентрация реагирующих газов, и вследствие действия реактивных сил* нарушается процесс турбулентной диффузии, что сильно затрудняет протекание молекулярной диффузии.

Молекулярная диффузия является завершающей стадией процесса смешения; при нарушении или затруднении её протекания имеет место химический недожог. При этом полученные продукты полного и неполного горения имеют значительно более высокую температуру, по сравнению с остальными не участвовавшими в горении газами; вследствие разности удель-

* Реактивными силами здесь называются силы давления, возникающие от внезапного расширения нагретых при горении газов.

ных весов нагретые объёмы газа быстро поднимаются вверх, нарушая организованный процесс смешения. Поэтому, когда процесс смешения газа с воздухом происходит одновременно с процессом горения, то требуется значительный избыток воздуха; в противном случае получается химический недожог.

Следовательно, наилучшие условия сжигания газа имеют место при полном предварительном смешении его с воздухом до начала горения. Этот способ сжигания газа позволяет иметь минимальный коэффициент избытка воздуха ($\alpha_v \leq 1,05$) и может быть охарактеризован как сжигание газа при полном тонком предварительном смешении с воздухом.

Такое предварительное смешение является обязательным для способа сжигания газа, называемого беспламенным. В действительности же, если понимать под пламенем смесь продуктов горения с горящим и ещё несгоревшим газом, то при любом способе сжигания в технических топках эта смесь всегда имеется. Следовательно, беспламенного сжигания газа в промышленных установках, где процесс горения происходит при температурах выше 900°C , принципиально нет, а может быть весьма короткопламенное горение. Внешняя разница в способах сжигания газа состоит в том, что, когда сгорает готовая горючая смесь, видимого факела горения нет, а при смешении в процессе горения имеется видимый факел.

В зависимости от условий активизации (условий теплообмена) и размеров струи газовой смеси дожигание заканчивается на различных расстояниях от места выхода горячей смеси в топку. Как правило, сжигание горючей смеси заканчивается в габаритах футеровки топки или печи. Чаще всего сжигание смеси производится в особых туннелях или возле нагретых до высокой температуры поверхностей кладки, либо на поверхности специальных высокоогнеупорных кусковых материалов.

Во всех случаях сжигания горючей смеси, чем выше температура и степень черноты поверхности огнеупорной кладки, возле которой происходит процесс горения, тем быстрее (на меньшем пути) заканчивается процесс сжигания. Все мероприятия, способствующие ускорению прогрева горючей смеси (выбор формы и размеров туннеля и струи смеси и т. д.), ускоряют сжигание.

Когда метан и другие углеводороды сжигают в процессе смешения, причём горючие газы нагреваются, не имея достаточного количества кислорода, то могут получаться простые молекулы несгоревшего горючего (как окись углерода, так и водород) или сложные соединения углеводородов и даже чистый углерод — сажа (копоть).

Например, при сжигании природного газа, когда количество воздуха в смеси меньше 40% потребного для горения, нагрев такой негорючей смеси при температурах, начиная с 680°C и выше, ведёт к образованию сложных соединений

углерода с водородом. При нагреве такой смеси выше 900°C кроме этого получается ещё сажа. Такое горение даёт светящийся факел пламени, хорошо видимый обычным глазом.

Если природный дашавский газ перед сжиганием перемешан с количеством воздуха, большим, чем 45% теоретически необходимого, но явно с недостаточным для полного сжигания, причём этот недостающий воздух подводится в процессе горения, то в этом случае видимого факела горения не получается, а химический недожог может быть даже при наличии избытка воздуха.

Следовательно, сжигание газа может быть бесфакельное и факельное. В свою очередь, бесфакельное сжигание можно разделить на:

а) бесфакельное сжигание готовой горючей смеси, которое обычно принято называть беспламенным горением;

б) бесфакельное сжигание негорючей смеси газа с воздухом (при $\alpha_g = 0,4 - 0,6$).

В последнем случае горелочные устройства называют атмосферными горелками, так как недостающее количество кислорода для сжигания берётся из окружающей атмосферы.

В атмосферных горелках, имеющих сопла диаметром до 5 мм, при подсосе первичного воздуха больше 50% благодаря присосу значительного избытка вторичного воздуха получается короткий прозрачный факел. При диаметре сопел больше 5—6 мм прозрачного факела не получается.

Таким образом, можно констатировать, что принятое условное название „беспламенное горение“ относится к горелкам полного предварительного смешения, поэтому такие горелки правильнее называть горелками бесфакельного горения.

СМЕШЕНИЕ ГАЗА С ВОЗДУХОМ

Для бесфакельного сжигания газа требуется предварительное однородное перемешивание газа с потребным для горения воздухом. По вопросу смешения струй газа с воздухом в настоящее время имеется много экспериментальных и теоретических работ.

Процесс смешения газовых струй при их движении характеризуется процессом обмена материи, сопровождающимся изменением (стремлением к выравниванию), концентрацией и процессами обмена энергии (кинетической и потенциальной) — также благодаря стремлению к выравниванию потенциалов. Изменение концентраций при смешении газовых струй происходит путём диффузионных процессов, т. е. молекулярной и турбулентной диффузии. Передача энергии от одной частицы газа к другой может происходить путём той или иной работы или посредством теплообмена. В данном случае, когда имеет место перемешивание газов с различным энергосодержанием, в перераспределении энергии основную роль играет процесс

турбулентной диффузии. Смешение газовых струй при отсутствии процесса горения сопровождается изменением механической (кинетической) энергии. Теплом, получающимся в результате работы трения и ударов, можно пренебречь ввиду его небольшой величины и малого влияния на процесс смешения.

Таким образом, основным видом энергии, непосредственно участвующей в процессе смешения струй и определяющей величину потерь*, является кинетическая энергия выходящих из сопел горелки струй газа и воздуха или одного газа.

При движении свободной струи в неподвижной среде наблюдается следующее. Вылетающая в неподвижную среду струя газа постепенно разрушается, так так благодаря турбулентной диффузии и силам трения она приводит в движение прилегающие неподвижные частички газа окружающей среды. Последние, обладая вязкостью, в свою очередь вовлекают в движение всё новые и новые слои неподвижной среды на пути своего движения и в силу диффузии (главным образом, турбулентной) проникают внутрь первоначальной струи, перемешиваясь с ней. При этом выходящая струя постепенно уширяется, снижая скорость и уменьшая общую кинетическую энергию, благодаря передаче части последней вовлечённым в движение новым порциям газа с неизбежными при этом значительными потерями энергии от ударов.

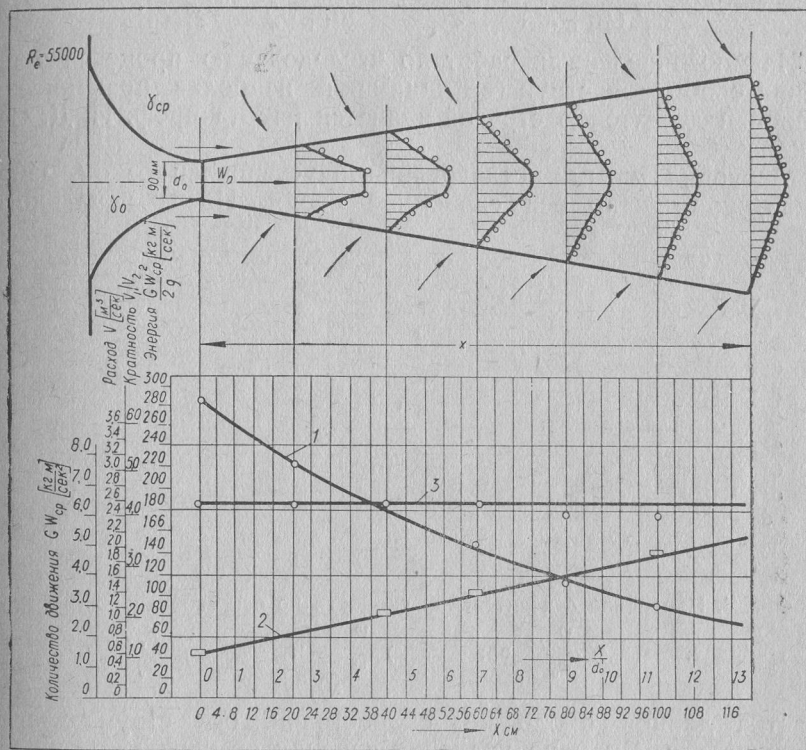
Схема затухания скоростей в различных сечениях круглой струи и изменение параметров свободной струи газа в процессе смешения приведены на фиг. 3. Внизу схемы приведена диаграмма изменения кинетической энергии всего движущегося газа, а также и количество движения свободной струи.

Из схемы видно, что количество движения свободной струи газа в любом перпендикулярном к оси струи сечении сохраняется постоянным. Кинетическая же энергия движущей струи на пути движения основного потока газа уменьшается вследствие потерь от ударов быстро движущегося газа о неподвижную или медленно движущуюся среду вовлечённого в движение окружающего газа. Эта часть убывающей кинетической энергии безусловно не исчезает, а превращается в тепло, т. е. расходуется на увеличение молекулярной кинетической энергии и частично теряется в окружающую среду. Количество движущегося газа (расход) увеличивается по пути движения газа благодаря вовлечению из окружающей газовой среды новых порций газа. Интенсивность перемешивания струй различной температуры (изменения концентраций) при исследованиях чаще всего определялась по изменению температуры подогретой струи.

* Потерями здесь является переход механической энергии в тепло путём работы трения и ударов.

На расстоянии $(4 \div 6) d_0$ от выходного сечения газа вихри окружающей среды достигают оси струи, т. е. газовая струя полностью размывается. Первоначальная концентрация газа и выходная скорость его сохраняются максимум до $6d_0$ по оси струи.

Опытами установлено, что подмешивание окружающей газовой струи происходит по закону удара неупругих шаров.



Фиг. 3. Схема движения свободной струи:

1 — энергия; 2 — расход; 3 — количество движения.

На основании этого положения при смешении струй так же, как и после удара двух неупругих тел, средняя скорость будет

$$w = \frac{M_1 w_1 + M_2 w_2}{M_1 + M_2} = \frac{G_1 w_1 + G_2 w_2}{G_1 + G_2}, \quad (12)$$

где M_1, M_2 — массы газов;

G_1, G_2 — веса газов;

w_1, w_2 — скорости газов.

Из этой формулы видно, что количество движения смеси газов равно сумме количества движения газов до смешения.

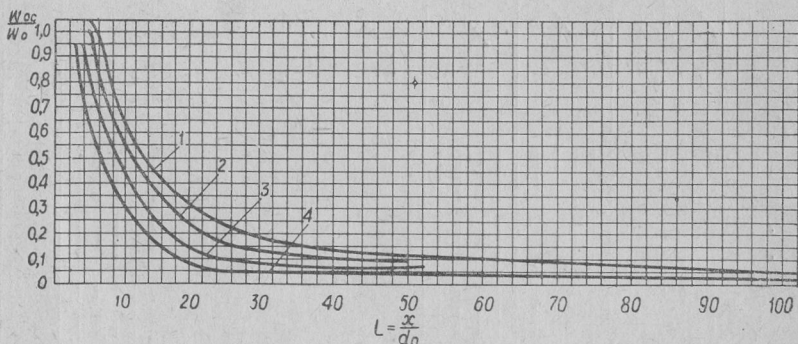
При свободной струе, движущейся в неподвижной окружающей среде, количество движений в любом поперечном сечении струи равно количеству движения газа в начальном сечении, так как $M_2 w_2 = 0$.

Часть энергии движения струи при смешении теряется, т. е. переходит в теплоту. По закону удара неупругих тел потеря энергии движения равна

$$E_{\text{пот}} = \frac{M_1 M_2}{(M_1 + M_2)} \frac{(w_1 - w_2)^2}{2} = \frac{G_1 G_2}{(G_1 + G_2)} \frac{(w_1 - w_2)^2}{2g}. \quad (13)$$

Из многочисленных работ по исследованию процесса смешения свободной струи (её динамики) наиболее практически ценной и достаточно строгой является работа проф. И. Д. Семикина [45].

Многочисленными исследованиями установлен закон изменения скорости по оси свободной струи. После начального



Фиг. 4. Изменение относительной скорости по оси свободной струи:

- 1) $\frac{w_{cp}}{w_0} = 0$; 2) $\frac{w_{cp}}{w_0} = 0.5$; 3) $\frac{w_{cp}}{w_0} = 1$; 4) $\frac{w_{cp}}{w_0} = 2$.

участка длиной около $6d_0$ скорость по оси струи быстро уменьшается. По мере удаления сечения от начала струи затухание скорости замедляется. Чем больше начальный диаметр газовой струи, тем медленнее затухает скорость на оси струи. Но если расстояние от начального сечения газовой струи измерять начальными диаметрами d_0 струи, а скорости выражать отношением к начальной величине $\frac{w_{oc}}{w_0}$, то закон

затухания скоростей по пути движения струи одинаков для струй различного диаметра при различных начальных скоростях.

На фиг. 4 верхняя кривая показывает закон подобия свободной струи (при отношении скорости окружающей среды к начальной скорости основной струи $\frac{w_{cp}}{w_0} = 0$). Другие кривые также подтверждают применимость закона подобия струй при

их смешении и в тех случаях, когда имеет место принудительная их подача. Эти кривые также показывают, что увеличение скорости второй струи (воздуха) при параллельном их течении ($\angle \alpha = 0^\circ$) увеличивает интенсивность перемешивания. Иначе говоря, при встрече газа с движущейся струёй воздуха условия перемешивания улучшаются, по сравнению со свободной газовой струёй.

Проф. И. Д. Семикин на основании ряда исследований установил очень важное свойство свободной струи: произведение ординаты $\left(\frac{w_{oc}}{w_0}\right)$ на абсциссу $\left(\frac{X}{d_0}\right)$ практически величина постоянная, т. е.

$$\frac{w_{oc}}{w_0} \cdot \frac{X}{d_0} = B \approx 6. \quad (14)$$

Эти соотношения выведены при исследовании воздушной струи, распределяющейся в той же среде, т. е. при равенстве объёмных весов среды и струи.

Из аналогии распределения скоростей в вихревой „дорожке“ (имеющей место при обдувании шара струёй воздуха в трубе) проф. И. Д. Семикин принимает, что распределение скоростей в поперечном сечении свободной струи подчиняется уравнению

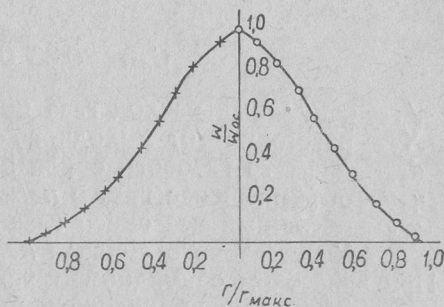
$$w = w_{oc} \left[1 - \left(\frac{r}{r_{max}} \right)^{3/2} \right]^2 \quad (15)$$

или

$$\frac{w}{w_{oc}} = \left[1 - \left(\frac{r}{r_{max}} \right)^{3/2} \right]^2. \quad (15a)$$

Зависимость относительной скорости $\left(\frac{w}{w_{oc}}\right)$ приведена на графике (фиг. 5). Сплошная линия указывает распределение скоростей, подсчитанных проф. И. Д. Семикиным по его формуле, а крестиками нанесены результаты ряда исследований. Совпадение расчётных и экспериментальных данных весьма хорошее.

Таким образом, формулы (14) и (15) позволяют определять скорость в любой точке свободной струи, а также основные размеры струи.



Фиг. 5. Изменение относительной скорости по сечению свободной струи при одинаковых удельных весах смешивающихся газов и параллельном их течении.

Средняя скорость в любом сечении круглой струи, выраженная через осевую скорость в данном сечении, определённая проф. И. Д. Семикиным из формулы (15), равна

$$w_{cp} = w_{oc} k' = 0,257 w_{oc} \text{ м/сек}, \quad (16)$$

где $k' = 0,257$ — коэффициент, учитывающий среднюю скорость для определения количества газов.

Полное количество газа, проходящего через любое поперечное сечение струи, равно

$$V_{пол} = 0,257 \pi r_{\max}^2 w_{oc} \text{ м}^3/\text{сек}. \quad (17)$$

Весовое количество газа, проходящего через сечение струи, будет

$$G = V_{пол} \gamma_{см} = 0,257 \pi r_{\max}^2 w_{oc} \gamma_{см} \text{ кг/сек}, \quad (17a)$$

где w_{oc} — скорость газа по оси струи в данном сечении;

$\gamma_{см}$ — средний объёмный вес смеси в данном сечении;

$r_{\max}$ — максимальный радиус струи в данном сечении.

Скорость по оси струи в любом сечении может быть определена из уравнения (14), т. е.

$$w_{oc} = 6 \cdot w_0 \frac{d_0}{X}. \quad (18)$$

Максимальный радиус струи в любом сечении может быть определён [45] по формуле

$$r_{\max} = 0,23 \frac{\gamma_0}{\gamma_{см}} X. \quad (19)$$

Тогда полное количество газа, проходящего через поперечное сечение свободной круглой струи [45] на расстоянии X от начального сечения, равно

$$V_{пол} = 0,33 V_0 \frac{\gamma_0}{\gamma_{см}} \frac{X}{d_0} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (17b)$$

или

$$G_{пол} = 0,33 G_0 \frac{X}{d_0}, \quad (17b)$$

где V_0 — секундный расход газа при выходе из сопла в $\text{м}^3/\text{сек}$;

X — расстояние от выходного сечения газового сопла в м ;

d_0 — диаметр газового сопла в м ;

γ_0 — объёмный вес газа в $\text{кг}/\text{м}^3$;

$\gamma_{см}$ — объёмный вес смеси газа с воздухом на расстоянии X от газового сопла в $\text{кг}/\text{м}^3$.

При известном секундном количестве газов, проходящих через данное сечение круглой струи, можно определить секундное количество движения

$$M w'_{cp} = \frac{G_{пол}}{g} w'_{cp} = \frac{G_{пол}}{g} k'' w_{oc} = 0,507 \frac{G_{пол}}{g} w_{oc}, \quad (20)$$

где w'_{cp} — усреднённая скорость для определения количества движения;

$k'' = 0,507$ — усредняющий коэффициент скорости для определения количества движения, по И. Д. Семикину.

Кинетическая энергия в любом сечении круглой струи на расстоянии большем шести диаметров ($X > 6d_0$) определяется по уравнению

$$E_{сеч} = \frac{G_{пол}}{2g} 0,336 w_{oc}^2 = 0,0171 G_{пол} w_{oc}^2 \quad (21)$$

или, отнесённая к 1 кг газов, проходящих через данное сечение струи,

$$\frac{E_{сеч}}{G_{пол}} = 0,0171 w_{oc}^2 = 0,6156 \left(w_0 \frac{d_0}{X} \right)^2. \quad (22)$$

Отношение полной кинетической энергии в сечении к начальной энергии (при $X > 6d_0$)

$$\frac{E_{сеч}}{E_0} = 0,662 \frac{w_{oc}}{w_0} = 3,97 \frac{d_0}{X}. \quad (23)$$

Отношение же кинетической энергии 1 кг смеси в данном сечении к кинетической энергии 1 кг газа при выходе из сопла равно

$$\frac{E_{кг. сеч}}{E_{кг. 0}} = 0,336 \left(\frac{w_{oc}}{w_0} \right)^2 = 12,1 \left(\frac{d_0}{X} \right)^2. \quad (24)$$

Таким образом, аэродинамика свободной струи изучена достаточно подробно.

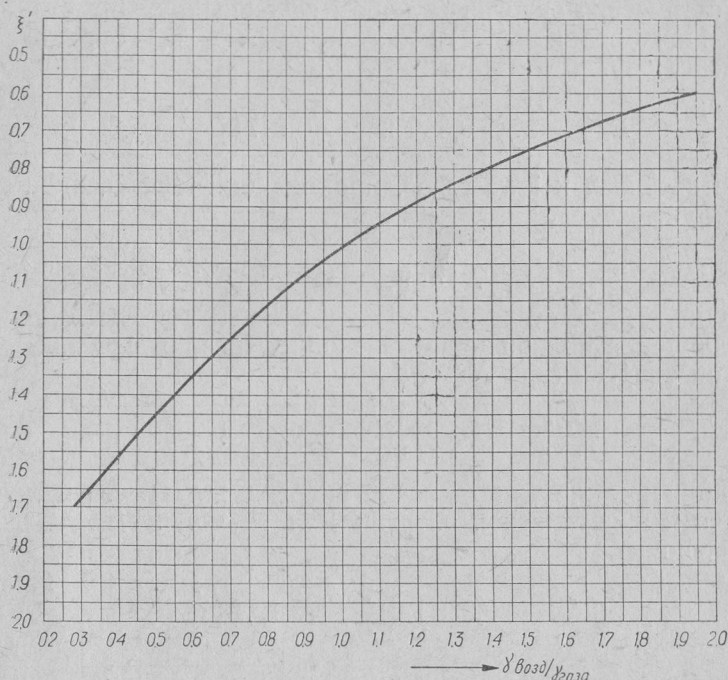
В горелочных устройствах свободная струя имеет ограниченное применение, так как в большинстве случаев процесс смешения газа с воздухом происходит в пространстве, ограниченном стенками, при различных углах встречи газа с воздухом.

Исследование аэродинамики струй показывает, что интенсификации процесса смешения, кроме изменения геометрических параметров (d_0), можно достичь путём увеличения турбулентной диффузии, которая является функцией скорости движения, угла атаки струй и удельного веса (плотности) газов. Влияние скорости наглядно видно из графика, приведённого на фиг. 4, и из рассмотрения аэродинамики свободной струи.

На фиг. 6, 7 и 8 представлены кривые поправочных коэффициентов для определения пути смешения струй, построенные автором на основании данных ряда исследователей.

Влияние удельных весов смешивающихся газов представлено на фиг. 6 в виде поправочного коэффициента ξ' . На оси ординат дана величина, на которую нужно умножить длину пути смешения, найденную при одинаковых удельных весах смеси-

вающихся газов ($\frac{\gamma_{возд}}{\gamma_0} = 1$); на оси абсцисс — отношение удельного веса воздуха $\gamma_{возд}$ к удельному весу газа γ_0 , выходящего из центрального сопла.



Фиг. 6. Значения поправочного коэффициента ξ , учитывающего влияние удельных весов смешивающихся газов.

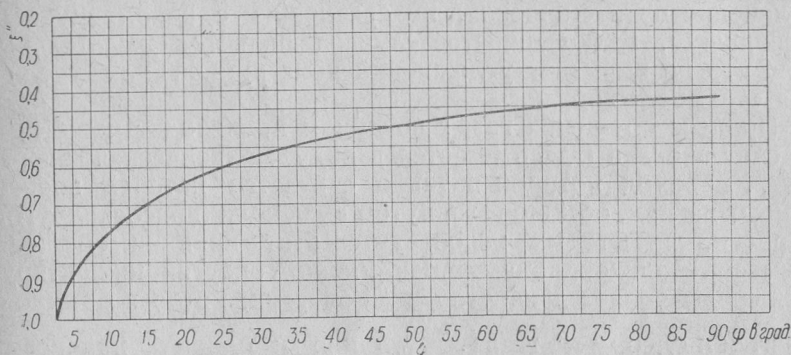
На фиг. 7 приведён график поправочных коэффициентов ξ'' , учитывающих влияние угла атаки струи. На графике 0° соответствует параллельным потокам смешивающихся газов и 90° — взаимно-перпендикулярным. Этот график является весьма приближённым, так как опытные данные, учитывающие влияние угла встречи газа с воздухом весьма разноречивы. Во всяком случае, увеличение угла встречи струй ускоряет процесс смешения, т. е. укорачивает путь смешения газа с воздухом.

На фиг. 8 приведён поправочный график для ξ''' , весьма ориентировочно учитывающий влияние на ускорение смешения вращения струй т. е. так называемой технической турбулентности.

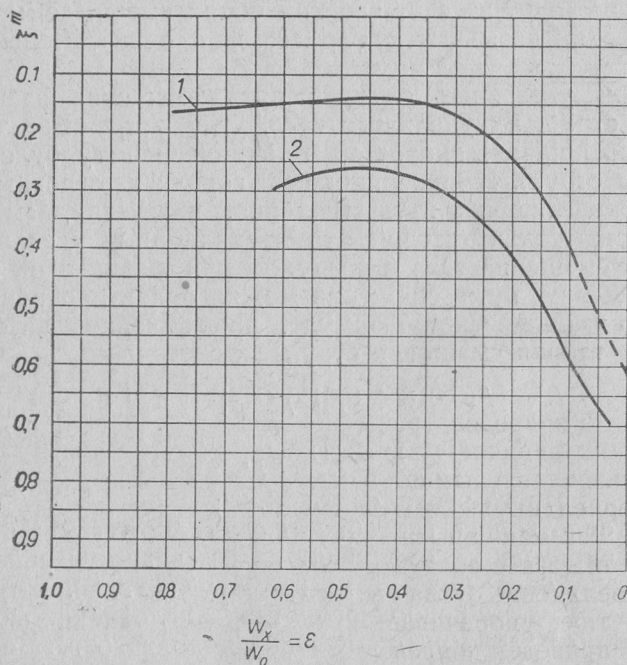
Все указанные поправочные коэффициенты для определения пути смешения струй нуждаются в дополнительном уточнении.

Приведённые данные по процессу смешения струй являются далеко не полными для точного определения пути и интенсивности перемешивания струй.

Как известно, ускорение процесса смешения происходит благодаря увеличению турбулентной диффузии, которая не



Фиг. 7. Значения поправочного коэффициента ξ'' , учитывающего влияние угла атаки струй.



Фиг. 8. Значение поправочного коэффициента ξ''' , учитывающего техническую турбулентность:

1 — одностороннее вращение; 2 — обратное вращение.

обеспечивает молекулярного перемешивания. Следовательно, чем длиннее путь смешения, тем совершеннее перемешивание. Поэтому длина пути смешения газа с воздухом не является

точной величиной и определяется экономической и конструктивной целесообразностью. При этом следует помнить, что удлинение пути смешения, по сравнению с рекомендуемыми величинами, в большинстве случаев является желательным, если это не вызывает усложнений конструкции или увеличения стоимости горелки.

Процесс смешения газа с воздухом происходит чаще всего за счёт энергии (здесь имеется в виду механическая энергия газов, переход которой в тепло считается потерей энергии) одного из них, обычно газа, путём инъекции (присоса) другого. Горелки, в которых используется этот принцип смешения, называются инжекционными. Источником энергии инжектирующей среды является кинетическая энергия, которая обычно относится к одному m^3 газа $\left(\frac{w_0^2}{2g} \gamma_0\right)$ или к одному килограмму $\left(\frac{w_0^2}{2g}\right)$.

В некоторых типах горелок процесс смешения газа с воздухом происходит за счёт энергии обоих смешиваемых газов. Такие горелки называются горелками с принудительной подачей.

В обоих указанных случаях путь смешения зависит от диаметра струй, их удельного веса, угла встречи газа с воздухом, соотношения скоростей и технической турбулентности (вращения струй). В инжекционных горелках основным фактором, определяющим путь смешения, является диаметр выходящей из сопла газовой струи (калибр) и удельный вес газа. Для смешения газа с воздухом при одинаковой их температуре длину пути смешения можно ориентировочно определить по эмпирической формуле, предложенной автором на основании теории смешения струй

$$L = [\xi' (0,010 \div 0,012) Q_n + 6] d_0 \text{ мм} \quad (25)$$

или

$$L = 4 G_{см} d_0, \quad (25a)$$

где d_0 — диаметр газового сопла в мм;

Q_n — теплотворная способность сжигаемого газа в ккал/м^3 ;

ξ' — поправочный коэффициент на изменение удельного веса газа, определяемый по графику (фиг. 6).

Например, для природного газа калорийностью $Q_n^* = 8600 \text{ ккал/м}^3$ длина пути смешения холодного газа с холодным воздухом получается равной, примерно, $(70 \div 75) d_0$.

В существующих конструкциях одноступенчатых горелок предварительного смешения с целью получения более тонкого смешения принимают длину смесителя значительно больше (до $150 d_0$).

На процесс смешения также влияет шероховатость стенок смесителя. С увеличением шероховатости стенок условия смешения улучшаются, но сопротивление возрастает.

Как показано выше, путь смещения (длина смесителя) определяется диаметрами газовой струи d_0 . Смещение газа с необходимым для горения воздухом может быть закончено на любой желательной длине, если имеется возможность менять размеры и форму газовых сопел. Это свойство используется в горелках большой производительности с целью получения короткопламенного факела.

ПРЕДЕЛЫ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ ГОРЮЧИХ ГАЗОВ

Смесь природного дашавского газа с воздухом при содержании газа от 5,6 до 15% является горючей смесью, способной взрываться по всему объёму от местного зажигания. Смесь 5,6% газа и 94,4% воздуха ($\alpha_s = 1,8$) соответствует нижнему пределу воспламеняемости, а смесь 15% газа с 85% воздуха ($\alpha_s = 0,60$) — верхнему пределу. Указанные соотношения газа и воздуха в смеси относятся к холодному газу и холодному воздуху.

В случае подогрева смеси природного газа с воздухом пределы воспламеняемости расширяются, и одновременно увеличиваются и скорости воспламенения.

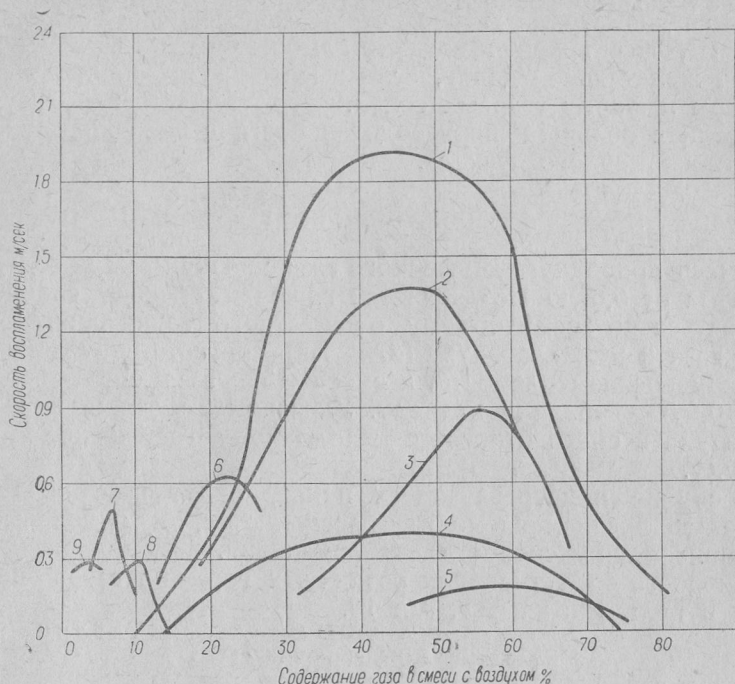
Скорости воспламенения различных горючих газов приведены в табл. 1 и на фиг. 9 и 10.

Таблица 1

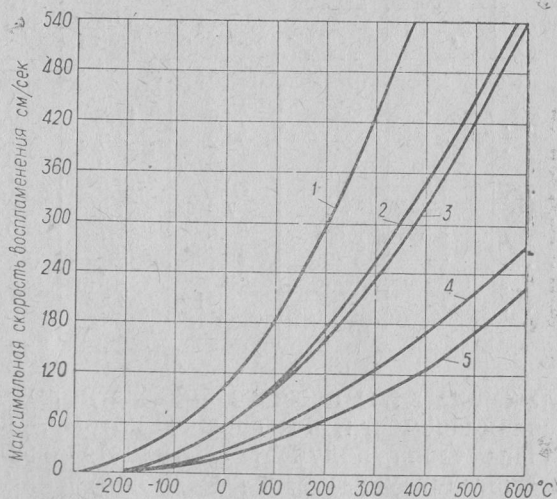
Воспламенение горючих газов

Горючий газ	Содержание горючего в смеси в %				Скорость воспламенения в м/сек	
	При $\alpha_s = 1$	При максимальной скорости воспламенения	При верхнем пределе	При нижнем пределе	При $\alpha_s = 1$	Максимальная
CO	29,5	45,0	74,2	12,5	0,30	0,40
H ₂	29,5	44,0	74,2	4,0	1,6	2,00
CH ₄	9,5	10,6	15,0	5,0	0,2	0,30
C ₂ H ₂	7,8	9,0	80,0	2,5	1,0	1,05
C ₈ H ₁₀	—	—	7,0	1,0	—	—
C ₆ H ₆	6,5	6,6	28,6	2,75	0,50	0,52
C ₃ H ₈	—	—	12,45	3,22	—	—
C ₃ H ₄	—	—	9,5	2,37	—	—
C ₄ H ₁₀	—	—	8,41	1,86	—	—

Смеси, лежащие ниже нижнего предела и выше верхнего предела воспламеняемости, не горючи потому, что при их сгорании баланс тепла получается отрицательным. Следовательно, при сжигании указанных смесей полученные продукты горения не могут передать путём теплообмена соседним слоям данной ещё несгоревшей смеси такого количества тепла, чтобы они нагрелись до температуры воспламенения.



Фиг. 9. Скорость воспламенения газовоздушных смесей:
 1 — водород; 2 — водяной газ; 3 — смесь генераторного и водяного "газов" 4 — окись углерода; 5 — генераторный газ; 6 — светильный газ; 7 — этилен; 8 — метан; 9 — бутан.



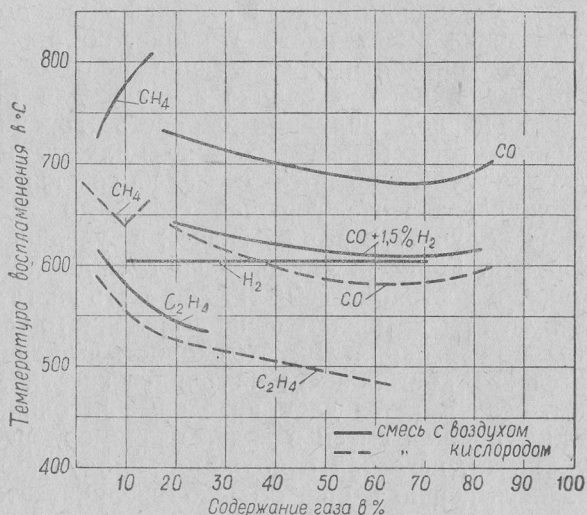
Фиг. 10. Скорость воспламенения газовоздушных смесей в зависимости от температуры подогрева:
 1 — водяной газ; 2 — коксовальный газ; 3 — карбюраторный водяной газ; 4 — натуральный газ; 5 — генераторный газ.

Если же такую негорючую смесь перед сжиганием подогреть, т. е. увеличить приход тепла (повысить теоретическую температуру горения), то это позволит расширить пределы воспламеняемости.

Зависимость скорости воспламенения горючей смеси различных газов от температуры подогрева приведена на фиг. 10.

ТЕМПЕРАТУРА ВОСПЛАМЕНЕНИЯ

Горючая холодная смесь природного газа с воздухом воспламеняется при нагреве её в пределах от 740°C (содержание газа 5,6%) до 820° (содержание газа 15%). На фиг. 11 приведён график температуры воспламенения различных газов.



Фиг. 11. Температура воспламенения различных газов.

Температура, при которой горючая смесь загорается и скорость процесса горения идёт с нарастающими темпами, называется температурой воспламенения. Эта температура не является строго постоянной, а зависит от содержания горючего газа в смеси, от тонкости перемешивания и от условий подогрева и взаимного теплообмена между частями объёма данной горючей смеси.

С точки зрения физической сущности процесса горения, температура воспламенения это та температура, при которой нагретая горючая смесь обладает способностью активизировать такую часть горючих молекул и кислорода, при сгорании которых температура горящей смеси быстро возрастает, активизируя при этом также и все остальные молекулы горючей смеси. Известно, что в любом газе различные молекулы обла-

дают различной скоростью движения. Молекулы, имеющие большую скорость движения, обладают и большей внутренней энергией. Поэтому молекулам с повышенной скоростью движения для их активации при процессе горения требуется меньше энергии.

Благодаря этому некоторые молекулы сгорают при подогреве горючей смеси до температур значительно более низких, чем температура воспламенения. Но так как таких молекул незначительное количество по отношению ко всему количеству молекул в горючей смеси, то выделенное при их сгорании количество тепла мало, и оно в значительной своей части рассеивается в окружающую среду, а на активацию других горючих молекул, обладающих меньшей внутренней энергией, остаётся незначительное количество тепла.

Таким образом, ещё до нагрева горючей смеси до температуры воспламенения имеет место горение, но очень медленное. Этот период горения носит название периода индукции. При наличии постоянного источника энергии для повышения температуры в период индукции скорость горения, характеризваемая количеством реагирующих молекул в единицу времени, также увеличивается с медленно нарастающими темпами. При нагреве же горючей смеси до температуры воспламенения получается резкий скачок в увеличении темпа скорости горения. Горючая смесь, нагретая до температуры воспламенения, в состоянии сама активировать уже такое количество молекул, при котором баланс выделенного тепла получается настолько благоприятным, что скорость активации быстро увеличивается без постороннего источника энергии.

При этом, если имеется дополнительный источник энергии для активации горючей смеси в виде, например, раскалённой серой поверхности, нагретой отходящими продуктами горения, то интенсивность горения ещё больше увеличивается, и процесс горения при движущейся струе горючей смеси заканчивается на более коротком пути.

СКОРОСТЬ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ И РАСПРОСТРАНЕНИЯ ПЛАМЕНИ

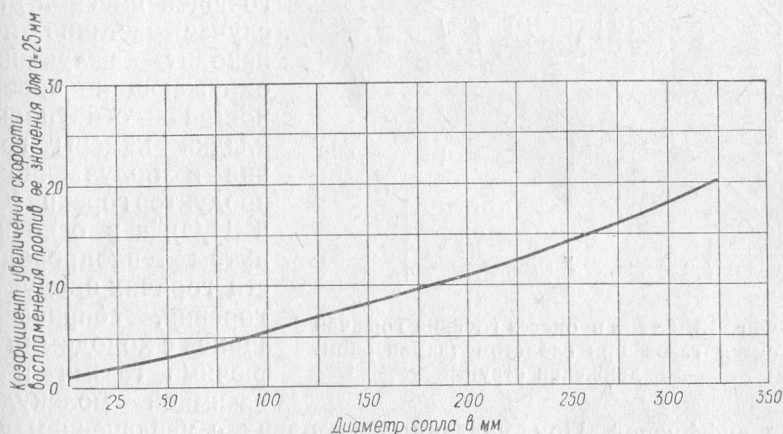
При анализе процесса сжигания горючей смеси не принято пользоваться понятием продолжительности (времени) горения газа, так как это понятие не характеризует ни физической сущности процесса, ни условий его протекания.

В самом деле, при сжигании даже готовой горючей смеси в движущемся потоке различные молекулы газа сгорают в разное время от момента выхода из горелки, в зависимости от их первоначального энергосодержания и условий активации.

При сжигании горючей смеси в движущейся струе применяются понятия: 1) скорость воспламенения; 2) скорость распространения пламени. Первое понятие относится к так называемому нормальному горению, т. е., когда движение

горючей смеси слоистое (ламинарное). Скорость воспламенения зависит от диаметра выходящей струи (фиг. 12). Второе понятие относится к турбулентному движению вытекающей струи и зависит как от диаметра, так и от скорости вытекающей струи.

Принятое определение скорости воспламенения обычно формулируется как скорость движения слоя пламени в направлении, перпендикулярном к плоскости воспламенения. Формально это определение правильно, так как при горении выходящей из сопла горючей смеси при слоистом движении



Фиг. 12. Зависимость скорости воспламенения горючей смеси от диаметра сопла.

поверхность воспламенения имеет конусообразную форму (фиг. 13). Внутри поверхности воспламенения горючая смесь холодная (ниже температуры воспламенения), а снаружи этого конуса находятся уже продукты горения с температурой, близкой к теоретической температуре горения. Горючая смесь и продукты горения непрерывно движутся, а поверхность воспламенения не меняет своего положения, что возможно при перемещении фронта пламени перпендикулярно поверхности воспламенения. Исходя из этих геометрических представлений и было дано определение скорости воспламенения, не разъясняющее физической сущности процесса.

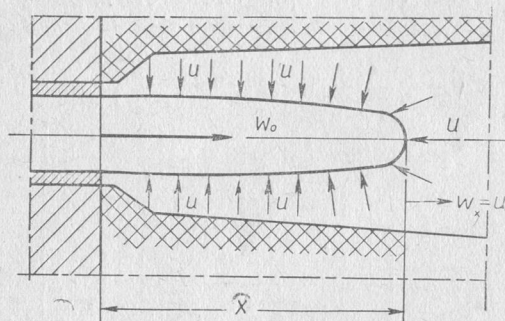
Обычно величина скорости распространения пламени не даётся в числовых величинах, а лишь указывается, что скорость распространения пламени больше скорости воспламенения.

Исходя из физической сущности процесса сжигания горючей смеси, более правильными следует считать следующие определения.

1. Скорость воспламенения — это скорость прогрева струи движущейся ламинарно (слоисто) горючей смеси до температуры воспламенения (U_0 м/сек).

2. Скорость распространения пламени — это скорость прогрева турбулентно (вихреобразно) движущейся струи горючей смеси до температуры воспламенения ($U_{рас}$ м/сек).

При слоистом движении, когда отдельные слои струи движущейся горючей смеси не имеют перемещений в направлении, перпендикулярном к направлению движения, а передача энергии происходит в основном посредством диффузии молекул, поверхность воспламенения является ровной гладкой конусо-



Фиг. 13. Схема процесса горения горючей смеси газов при слоистом (ламинарном) движении струи.

образной поверхностью (фиг. 13). Прогрев горючей смеси в этом случае частично происходит излучением окружающих поверхностей огнеупорной кладки камеры горения и получающихся продуктов горения (CO_2 и H_2O), а в основном путём теплопроводности горячих продуктов горения, соприкасающихся с холодными горючими газами и их взаимной молекуляр-

ной диффузией. При указанных условиях с увеличением диаметра выходящей в топку струи горючей смеси скорость воспламенения увеличивается.

С увеличением скорости вытекающей горючей смеси при том же диаметре сопла скорость воспламенения не изменяется, но длина (высота) конуса горения и его поверхность возрастают вследствие увеличенного количества вытекающей горючей смеси.

При дальнейшем увеличении скорости выхода смеси произойдёт отрыв конуса горения от сопла горелки, а затем и возможное затухание.

При турбулентном движении, когда в струе горючей смеси наблюдается беспорядочное вихревое движение струек газа, поверхность воспламенения не является гладкой, а представляет собой извилистую поверхность с большим количеством мельчайших бугорков и впадин (фиг. 14). Благодаря этому тепловоспринимающая поверхность при той же высоте конуса увеличивается и, кроме того, добавляется третий вид теплопередачи — конвекция, т. е. теплопередача посредством ударов при перемешивании.

При слоистом же движении эта величина практически была ничтожной. Этот процесс сопровождается ещё переносом нагретых до высокой температуры продуктов горения в холодную струю горючей смеси (турбулентная диффузия).

Благодаря указанным обстоятельствам прогрев турбулентно движущейся струи горючей смеси до температуры воспламенения происходит значительно быстрее, т. е. скорость распространения пламени значительно больше скорости воспламенения.

Скорость распространения пламени, как и скорость воспламенения, увеличивается с увеличением диаметра выходного сопла для смеси, но, кроме того, она увеличивается и с увеличением выходной скорости смеси, что не имеет места для скорости воспламенения. Поэтому в горелках с небольшими диаметрами сопел при турбулентном движении выходной струи смеси длина конуса горения очень мало возрастает с увеличением скорости выхода горючей смеси (в пределах от 6 до 20 м/сек).

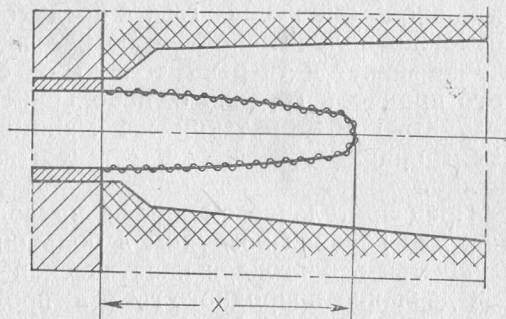
При больших диаметрах выходного сопла для смеси и при наличии больших скоростей условия прогрева центральных слоёв смеси (благодаря решающему значению теплопередачи конвекцией) получаются неблагоприятные, и длина конуса горения может сильно возрасти.

При особо неблагоприятных условиях в случае сравнительно невысокой температуры поверхностей камеры горения, малой степени их черноты и небольшой шероховатости или при наличии близко расположенных холодных тепловоспринимающих поверхностей и т. п., может иметь место и химический недожог.

Большое значение для прогрева выходящей из сопла горючей смеси имеют поверхности камеры горения, её сечение и форма.

Сечение и форма камеры, позволяющие получить разрежение в начале камеры горения, обеспечивают наилучшие условия активации горючей смеси.

Наличие огнеупорных поверхностей в камере сжигания горючей смеси увеличивает интенсивность прогрева излучением и перемешиванием в несколько раз по сравнению с сжиганием в открытом пространстве. Это эффективное влияние раскалиённых поверхностей огнеупорных материалов иногда неправильно приписывают влиянию каталитической энергии поверхностей, роль которой в области высоких температур незначительна.



Фиг. 14. Схема процесса горения горючей смеси газов при вихревом (турбулентном) движении струи.

КОНСТРУКЦИЯ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ ДЛЯ БЕСФАКЕЛЬНОГО СЖИГАНИЯ ГАЗА

КЛАССИФИКАЦИЯ ГОРЕЛОК ПО СПОСОБУ СМЕШЕНИЯ ГАЗА С ВОЗДУХОМ

Осуществление предварительного смешения газа с воздухом практически возможно, если температура подогрева ниже температуры воспламенения. Поэтому в тех тепловых установках, где имеет место высокий подогрев воздуха или газа (до температуры 600°C и выше), нельзя осуществить предварительное смешение газа с воздухом, а следовательно, невозможно получить полностью бесфакельного горения. В этом случае может идти речь только о создании короткофакельного процесса горения с небольшим избытком воздуха. Но получить при этом такой же минимальный избыток воздуха, как и при предварительном смешении, практически невозможно.

Предварительное смешение природного газа с необходимым для горения воздухом в большинстве случаев возможно осуществить благодаря кинетической энергии газа. Допускаемое давление природного газа в промышленных сетях среднего давления от 0,15 до 0,5 *ати* позволяет получить выходную скорость газа в пределах от 180 до 300 *м/сек*. При рациональной конструкции смесителя горелки эти скорости позволяют засосать (инжектировать) из атмосферы необходимый для горения воздух. Во многих случаях при указанном давлении газа возможно инжектировать воздух через воздухонагреватель (рекуператор) в горелку благодаря скоростной энергии газа.

Горелки, в которых вся энергия, затраченная на засасывание воздуха из атмосферы (непосредственно в смеситель или через воздухонагреватель), а также на смешение газа с воздухом и на *пожачу* полученной горючей смеси в топочную камеру получается за счёт энергии сжатого газа или воздуха, называются инжекционными горелками. Инжекционные горелки без предварительного подогрева воздуха с забором его непосредственно из атмосферы (при отсутствии каких-либо воздухопроводов) называются однопроводными горелками.

Инжекционные горелки, работающие на подогретом воздухе и имеющие кроме газопровода ещё и воздухопровод, называются двухпроводными инжекционными горелками. Сжигание газа с подогретым воздухом (до 250—350°C) в данной конструкции горелок вполне возможно и легко осуществимо. Более высокий подогрев воздуха (до температуры 500—600°C) при сжигании природного газа, хотя и возможен, но труднее осуществляется и связан со значительным усложнением конструкции смесителя и горелки.

Горелочные устройства для бесфакельного сжигания газа состоят из двух основных частей: смесительного устройства, так называемого инспиратора, и самой горелки.

Назначение смесителя состоит в том, чтобы получить достаточно тонко перемешанную горючую смесь газа с воздухом. Назначение горелки заключается в организации процессов выпуска горючей смеси в камеру горения с минимальными сопротивлениями и нагрева смеси выше температуры воспламенения в небольшом объеме (точнее, на минимальной длине) при полной безопасности в работе. Исходя из указанных требований, конструируются и изготавливаются основные детали горелочных устройств.

Все существующие горелочные устройства для бесфакельного сжигания газа в зависимости от источника энергии, обеспечивающей приготовление необходимой горючей смеси требуемых параметров, разделяются на два типа: 1) инжекционные; 2) с принудительной подачей воздуха и газа.

Инжекционные горелки

Инжекционные горелки бывают одноступенчатыми и двухступенчатыми.

В одноступенчатых горелках весь воздух, необходимый для полного сжигания газа, подсасывается из атмосферы за один приём (вблизи газового сопла).

В двухступенчатых горелках это же количество воздуха подсасывается в два приёма, т. е. в двух местах. В первой ступени обычно засасывается такое количество воздуха, чтобы полученная смесь газа с воздухом была негорючей. Для природного газа это соответствует содержанию воздуха в смеси с газом ниже 84,5%. Эта негорючая смесь уже во вторичном сопле засасывает остальной необходимый для горения воздух и перемешивается с ним.

Для наглядности рассмотрим оба эти типа горелок.

На фиг. 15 изображена схема одноступенчатой инжекционной горелки. Из газового сопла газ поступает в смеситель со скоростью w_1 м/сек. Эта скорость газа зависит в основном от давления газа в газопроводе перед соплом и частично от формы самого сопла и угла раскрытия (фиг. 16), от которых зависит коэффициент скорости φ при истечении.

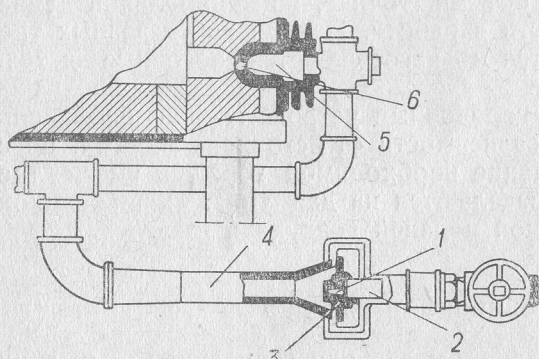
Полученная у сопла кинетическая энергия газа равна

$$\frac{w_1^2}{2g} \gamma_2 v_2,$$

где γ_2 — объёмный вес газа в кг/м³;

v_2 — часовой расход газа в м³/час. Эта статья является основным источником энергии для получения горючей смеси и её транспортировки в камеру горения.

Скоростная энергия газовой струи расходуется: 1) на создание скорости (w_2) всего подсасываемого воздуха с учётом возможных сопротивлений при подаче воздуха к газовому соплу и возникающих при этом необратимых потерь; 2) на потери от ударов газа о встречающийся с ним воздух; 3) на потери в смесителе и трубопроводах до сопла для выхода смеси в камеру горения и 4) на создание скорости выхода горючей смеси в камеру горения с учётом необратимых при



Фиг. 15. Схема одноступенчатой инжекционной горелки:

1 — газовое сопло; 2 — газопровод; 3 — шайба для регулирования воздуха; 4 — смеситель; 5 — горелка; 6 — сопло для входа смеси.

необходимой скорости его истечения количество подсасываемого воздуха в смеситель снизится и может быть недостаточным для полного горения газа.

При наличии запаса давления газа подсос в инжекционную горелку нужного количества воздуха можно получить в эксплуатации изменением давления газа перед соплом.

Так как сумма сопротивлений смесителя и горелки пропорциональны квадрату скоростей, то, снижая расчётные скорости смеси газа с воздухом путём увеличения соответствующих сечений при проектировании горелки, можно увеличить количество подсасываемого воздуха, не увеличивая давления газа, т. е. сохранив ту же выходную скорость газа.

Наибольшее сопротивление в смесителе обуславливает четвёртая статья расходного энергетического баланса, т. е., главным образом, расход на создание скорости выхода горючей смеси в камеру горения. Во избежание возможности прорыва пламени в смеситель скорость горючей смеси при входе в камеру горения при самых неблагоприятных условиях должна быть больше скорости распространения пламени. Для снижения потерь при смешении желательно иметь как можно меньшую скорость выхода горючей смеси в камеру горения, а с точки зрения предотвращения возможного прорыва пла-

этом потерь и противодавления (избыточного давления) в камере горения.

Чем больше указанные статьи расхода энергетического баланса, тем больше должна быть приходная статья, регулируемая путём изменения скорости выхода газа w_1 дросселированием давления газа перед соплом.

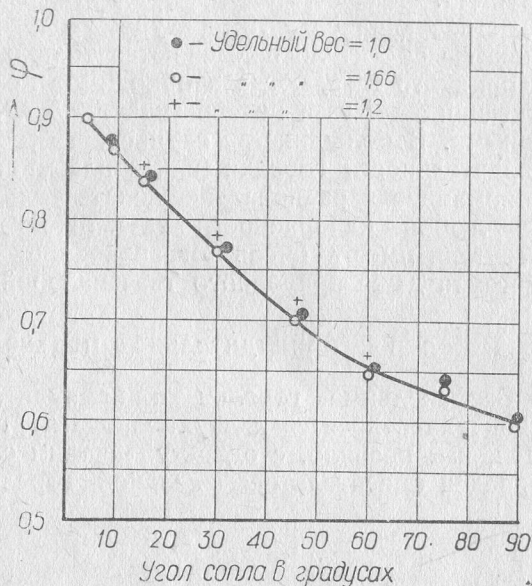
В случае недостаточного давления газа для создания

мени в смеситель желательно иметь повышенную скорость. Эти два противоречивые требования должны быть увязаны с экономической и конструктивной целесообразностью горелки и возможными пределами регулировки её производительности.

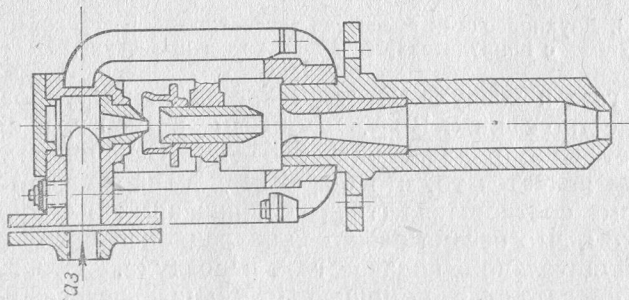
Практически скорость выхода горючей смеси в горелочную камеру колеблется от 8 до 20 м/сек (а в некоторых случаях и выше) в зависимости от размера горелки, температуры подогрева смеси, предела регулирования, температуры и формы камеры горения.

На фиг. 17 приведена схема двухступенчатой инжекционной горелки конструкции Союзтепlostроя. Для природного газа при холодном газе и воздухе в первое сопло первой ступени можно засосать до $5,6 \text{ м}^3$ воздуха на 1 м^3 газа. Остальной воздух подсасывается во второй ступени.

В части компактности смесителя двухступенчатые горелки не дают преимущества, а, наоборот, усложняют конструкцию



Фиг. 16. Коэффициенты скорости при истечении из конусного сопла в зависимости от угла между образующей и осью конуса.



Фиг. 17. Схема двухступенчатой инжекционной горелки.

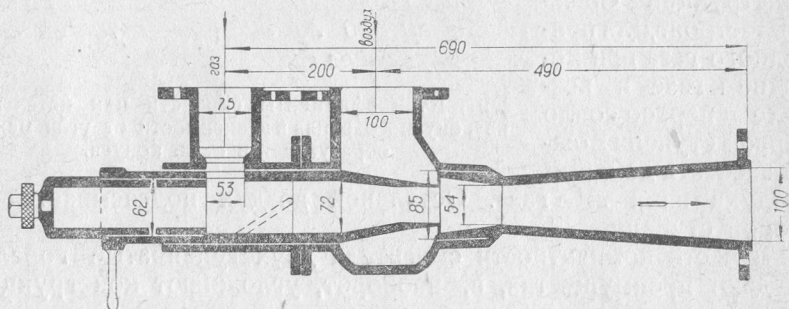
смесителя, по сравнению с одноступенчатым смесителем. Двухступенчатый смеситель позволяет лишь лучше использовать

скоростную энергию газовой струи, несколько снижая расход энергетического баланса (потери на удар). Но эта экономия энергии при двухступенчатом смешении весьма незначительна и, в большинстве случаев, не компенсирует усложнения конструкции.

Встречающиеся в литературе утверждения, что одноступенчатые смесители применяются только при сжигании низкокалорийного газа, когда необходимое количество воздуха для сжигания 1 м^3 газа не превышает $2,5 \text{ м}^3$, являются необоснованными. В большинстве случаев, а особенно при малой производительности горелки (или сопла многосопельной горелки) экономичнее и рациональнее делать только одноступенчатыми при любой калорийности газа. Поэтому двухступенчатые смесители имеют очень ограниченное распространение при сжигании даже природного газа калорийностью 8500 ккал/м^3 .

Горелки с принудительной подачей газа и воздуха

Бесфакельные горелки с принудительной подачей газа и воздуха относятся к двухпроводным горелкам и выполняются, как правило, с одноступенчатым смешением. На фиг. 18 приведён смеситель бесфакельной горелки с принудительной



Фиг. 18. Двухпроводный смеситель-регулятор бесфакельной горелки с принудительной подачей газа и воздуха.

подачей газа и воздуха. Этот смеситель сконструирован автором совместно с инж. В. А. Суковым в 1930 г. и с успехом применяется на ряде наших заводов. Особенностью этого смесителя является то, что он одновременно является и регулятором соотношения (типа сопряжённых клапанов) газа с воздухом, что весьма важно для рационального сжигания при принудительной подаче газа и воздуха. Отрегулировав данный смеситель с помощью перемещающегося цилиндрического клапана при заданной калорийности газа и установленном давлении газа и воздуха, мы можем сохранять принятый коэффициент избытка воздуха в значительных пределах регулировки производительности горелки. Регулировка про-

изводительности осуществляется с помощью второго цилиндрического клапана, изменяющего одновременно сечение газового и воздушного проходов.

Принудительная подача газа и воздуха в горелках предварительного смешения значительно усложняет конструкцию смесительного устройства, требует установки регулятора порции, регулятора давления газа, вентиляторной установки и воздухопровода. Поэтому при наличии достаточного давления газа всегда нужно стремиться избежать принудительной подачи воздуха.

Предварительное смешение газа с подогретым воздухом (в допустимых и рациональных пределах) также во многих случаях возможно осуществить благодаря инжекционной способности газа. В последнем случае требуется только один регулятор, и оборудование горелочного устройства значительно упрощается, по сравнению с принудительной подачей газа и воздуха.

КЛАССИФИКАЦИЯ ГОРЕЛОК ПО МЕТОДУ СЖИГАНИЯ

Кроме приведённой выше классификации бесфакельных горелок по способу смешения газа с воздухом, их можно классифицировать по методу сжигания горючей смеси.

В зависимости от способа осуществления нагрева движущейся струи горючей смеси до температуры воспламенения бесфакельные горелки предварительного смешения можно разбить на следующие типы:

а) бесфакельные горелки, сжигающие горючую смесь в тонком поверхностном слое пористой высокоогнеупорной массы (диафрагменные);

б) бесфакельные горелки, сжигающие горючую смесь в специальном туннеле, футерованном высокоогнеупорным материалом (туннельные);

в) бесфакельные горелки, сжигающие горючую смесь при ударе (и соприкосновении) о раскалённую огнеупорную поверхность (ударные);

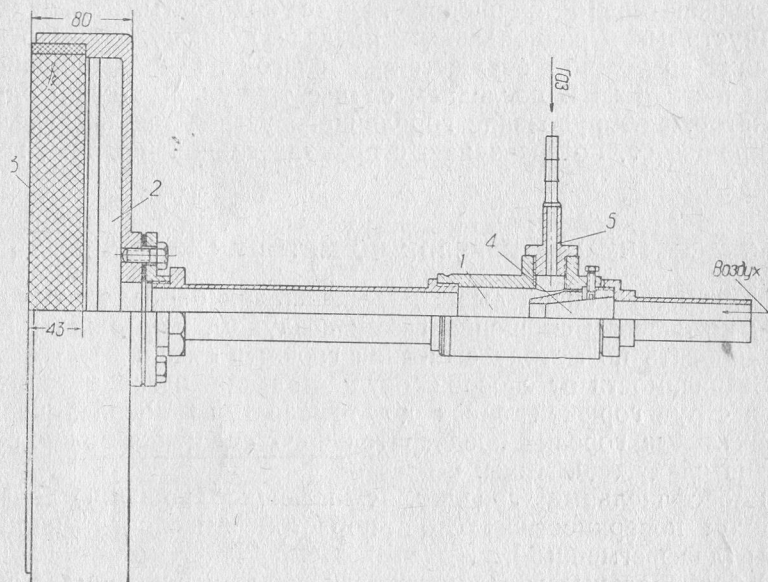
г) бесфакельные горелки, сжигающие горючую смесь в объёме печи, топки или в открытом пространстве.

Горелки с пористой диафрагмой

Горелки первого типа можно назвать бесфакельными поверхностными горелками (фиг. 19), так как сжигание газа заканчивается в непосредственной близости к пористой раскалённой поверхности огнеупора. В горелках этого типа быстро достигается высокая температура огнеупорной поверхности (до 900°C через 1—2 мин. при тепловом напряжении поверхности около $3,8 \cdot 10^5 \text{ ккал/м}^2\text{час}$), весьма близкая (практически

почти одинаковая) к температуре отходящих от поверхности продуктов полного горения.

Благодаря ничтожным размерам каналов, их переменной форме и значительной скорости проходящей через них горючей смеси нагрев последней до температуры воспламенения происходит на весьма ничтожной глубине. Вначале, после пуска горелки, нагрев горючей смеси происходит снаружи пористого материала, а затем, по мере разогрева поверхностных слоёв, прогрев и горение горючей смеси несколько углубляются внутрь поверхностных слоёв. При постоянной



Фиг. 19. Бесфакельная горелка поверхностного типа и смеситель с принудительной подачей газа и воздуха:

1 — смеситель; 2 — коробка; 3 — пористая диафрагма; 4 — воздушное сопло; 5 — ниппель для подачи газа.

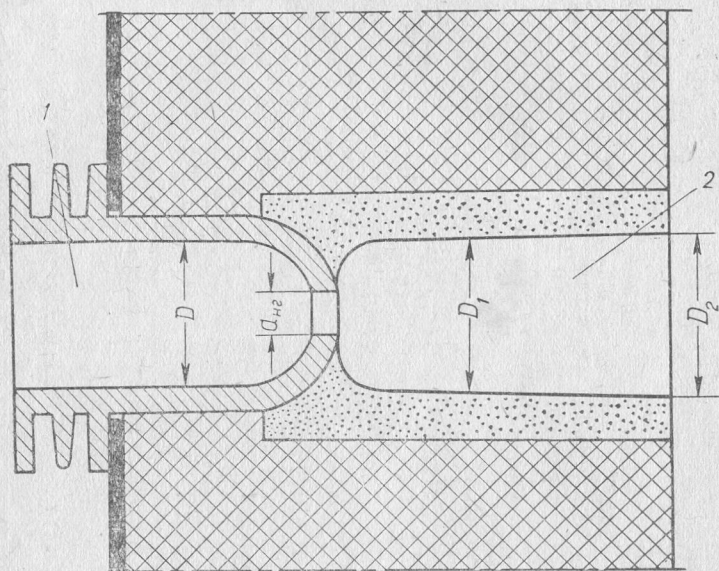
тепловой нагрузке поверхности диафрагмы устанавливается стационарное распределение температур по толщине пористого кирпича (установившееся температурное поле), причём процесс горения горючей смеси заканчивается на одинаковом расстоянии от всех точек поверхности.

Допустимое тепловое напряжение поверхности горелочного кирпича ограничивается его огнеупорностью, или сопротивлением при прохождении горючей смеси через пористую массу. Из приведённых соображений толщину пористой массы делают не более 50 — 60 мм. Ограниченность огнеупорности пористого горелочного кирпича не позволяет применять этот тип горелок для печей и котлов с высокой тепловой нагрузкой теплопринимающих поверхностей. Поэтому данный тип горелок имеет весьма ограниченную область их применения. Эта кон-

струкция горелок нашла применение при передаче тепла путём лучеиспускания через лучепрозрачную среду с температурой более низкой, чем температура тепловоспринимающей поверхности нагреваемого тела.

Туннельные горелки

Горелки туннельного типа (фиг. 20) можно назвать бесфакельными туннельными горелками. Приведённый тип горелки с туннелем для сжигания горючей смеси имеет большое распространение в промышленных печах при сравнительно небольшой теплопроизводительности (от 10000 до 150000 ккал/час).



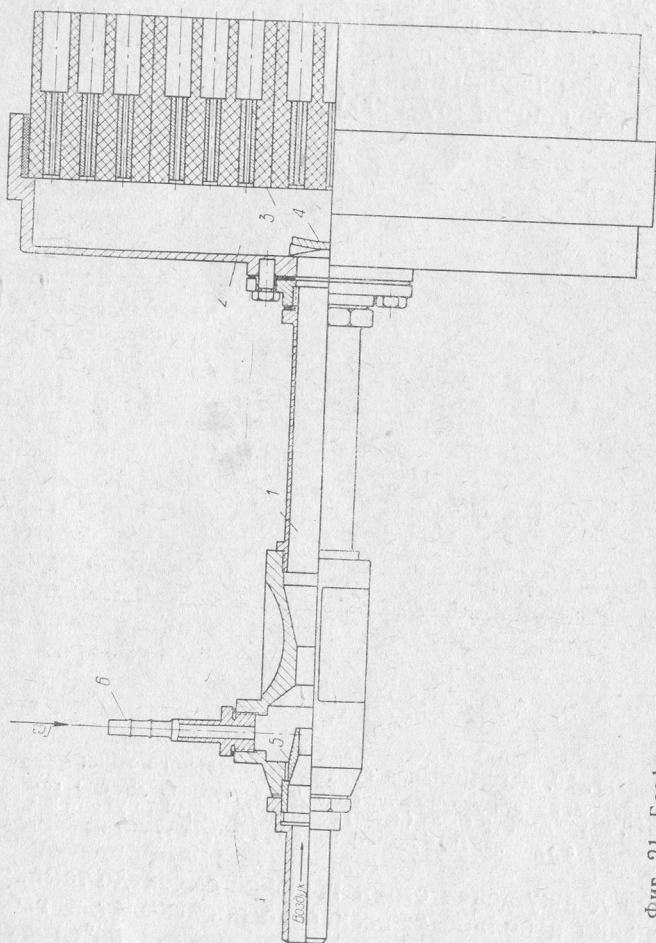
Фиг. 20. Бесфакельная горелка туннельного типа:

1 — горелка; 2 — огнеупорный туннель; D — внутренний диаметр горелки; $d_{нз}$ — диаметр сопла (носки) горелки; D_1 — диаметр узкого конуса туннеля; D_2 — диаметр широкого конуса туннеля.

Прогрев движущейся струи горючей смеси до температуры воспламенения и полное сжигание её происходит в габаритах раскалённого до высокой температуры ($t_n \geq 1200^\circ\text{C}$) туннеля.

Лучистое тепло при сжигании газа воспринимается стенками туннеля, сильно нагревая при этом их поверхность. Чем больше производительность горелки и больше толщина слоя газов, тем до более высокой температуры нагреваются поверхностные слои материала туннеля, вследствие чего требуется применение высокоогнеупорного материала туннеля.

Чаще всего внутренние слои туннеля делают набивными из массы следующего состава: хромистого железняка 45%,



Фиг. 21. Бесфакельная горелка панельного типа с принудительной подачей газа и воздуха:

1 — смеситель; 2 — распределительная коробка; 3 — огнеупорная панель; 4 — ограждающий; 5 — газовое сопло; 6 — ниппель патрубков для подачи газа.

магнезитового порошка 45% и огнеупорной глины 10%. При температурах поверхности туннеля, не превышающих 1450—1500°C, набивку его можно делать из высокоглиноземистого шамота высшего класса ($\text{Al}_2\text{O}_3 \geq 50\%$), а при более высоких температурах — из карборунда или увеличить содержание Al_2O_3 до 75%. Внутренняя поверхность огнеупорной футеровки туннеля должна быть, по возможности, шероховатой и не сплавляться при работе горелки. Наличие в материале туннеля большого количества FeO или других примесей, понижающих температуру размягчения и увеличивающих его теплопроводность, ухудшает его качество, отрицательно отражаясь на интенсивности процесса сгорания горючей смеси, так как при высоких температурах (выше 1350°C) получается оплавление поверхности.

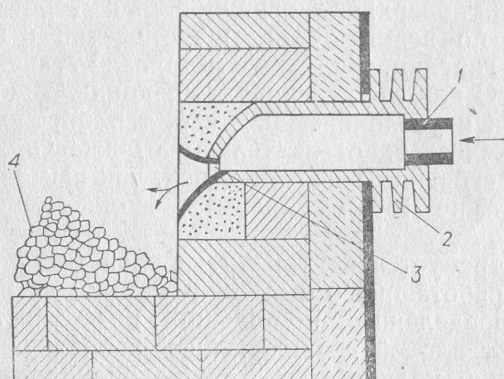
В тех случаях, когда требуется не концентрированный тепловой поток от одного работающего с высокой тепловой нагрузкой туннеля, а распределённый по большой поверхности горелочного устройства тепловой поток малого напряжения, делают горелку с большим количеством мелких цилиндрических туннелей. Такие горелки называются горелками панельного типа (фиг. 21). Поверхность нагрева такого туннеля должна иметь температуру не ниже 1000—1100°C, чтобы обеспечить полноту дожигаания в туннеле сравнительно небольшой длины.

При этом следует иметь в виду, что при малых диаметрах выходного сопла для смеси движение в начале струи слоистое, и прогрев её (сгорание) получается более медленным. Желание иметь температуру туннеля (по технологическим соображениям) не выше 1000—1100°C требует более удлинённого туннеля и пониженного теплового напряжения его поверхности; наоборот, для получения повышенной температуры поверхности туннеля ($t_n = 1400 - 1500^\circ\text{C}$) требуется иметь нормальную длину туннеля и повышенную производительность горелки. Для обычно применяемых огнеупорных материалов в панельных горелках возможно иметь тепловое напряжение, отнесённое к проекции всей панели, в пределах $(300 \div 900) \cdot 10^3 \text{ ккал/м}^2$. Указанный предел тепловых напряжений панельных горелок ограничивает область их применения в промышленных устройствах. При изготовлении панелей из высокоогнеупорного материала пределы регулировки могут быть значительно увеличены и сдвинуты в область высоких тепловых нагрузок.

Ударные горелки

Бесфакельные горелки, в которых сжигаемая горючая смесь нагревается при ударе о раскалённую огнеупорную поверхность, называются ударными бесфакельными горелками. В качестве ударной поверхности используется или специально изготовленный кусковой высокоогнеупорный материал (фиг. 22),

или раскaлённые поверхности огнеупорной футеровки (фиг. 23) сводов или стен печей. При ударе струи горючей смеси о твёрдую поверхность любой формы, благодаря свойству настильности газов, горючая смесь распределяется тонким слоем



Фиг. 22. Бесфакельная горелка ударного типа:

1 — подвод горючей смеси; 2 — охлаждающие рёбра горелки; 3 — сопло горючей смеси (d_{H_2}); 4 — огнеупорная постель.

по поверхности, быстро нагреваясь до температуры воспламенения, одновременно нагревая и поверхность до очень высокой температуры. Конструкция ударной горелки (фиг. 22) требует дополнительной площади в топке или печи и высокоогнеупорного кускового материала, что является менее целесообразным, а поэтому применяется сейчас в редких случаях.

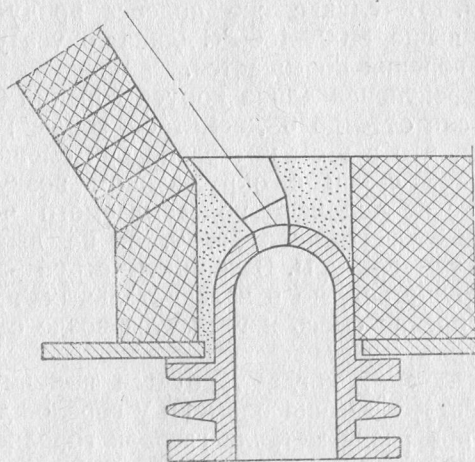
Во многих случаях практики бывает весьма целесообразно комби-

нирование туннельной горелки с ударной. В этом случае нет надобности иметь длинный (нормальный) туннель, а достаточно небольшой длины туннеля с направлением горячей струи на поверхность кладки (фиг. 24). В этом случае несгоревшая часть горючей смеси догорает около раскaлённой поверхности огнеупорной кладки печи.

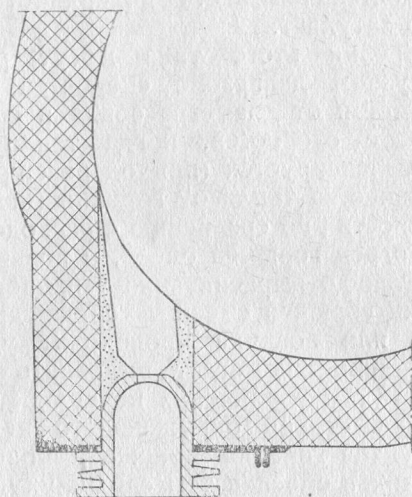
Горелки открытого типа

Наиболее длиннопламенными из всех конструкций горелок предварительного смешения являются горелки открытого типа. Отсутствие влияния раскaлённых поверхностей камеры горения и подсоса раскaлённых продуктов горения к струе горючей смеси уменьшает величину теплового потока к теплопринимающей поверхности струи и понижает практическую температуру горения горючей смеси. В результате указанных условий сжигания значительно удлиняется конус горения, а при сильно повышенной скорости выхода горючей смеси, из сопла имеет место нарушение ярко выраженного контура факела, а затем отрыв факела и затухание горения.

Указанные явления имеют место потому, что в том или ином месте поверхности воспламенения получается отрицательный баланс тепла. Расход тепла на нагрев горючей смеси, соприкасающейся в каком-либо месте с поверхностью воспламенения и на компенсацию теплоотдачи в окружающую среду



Фиг. 23. Бесфакельная горелка ударного типа современной конструкции.



Фиг. 24. Бесфакельная горелка туннельно-ударного типа.

не покрывается приходом тепла от сгорания нагретой в данном месте горючей смеси, вследствие чего горение прекращается. Прекратившееся горение в каком-то месте поверхности воспламенения (обычно в начале сопла) нарушает тепловой баланс и в остальной части поверхности воспламенения, и факел быстро затухает.

Поэтому горелки этого типа могут работать лишь в определённом узком диапазоне скоростей выхода горючей смеси в зависимости от диаметра сопла и свойств газа, т. е. в таком интервале скоростей, когда тепло на поверхности воспламенения балансируется (приход равен расходу). В случае увеличения количества тепла от горения (например, увеличением турбулентности), по сравнению с расходом, имеется более интенсивный прогрев горючей смеси, и поверхность воспламенения сокращается до выравнивания теплового баланса.

При сжигании горючей смеси в среде других негорючих холодных газов или воздуха происходит удлинение конуса горения. Это явление помогает выровнять тепловой баланс конуса горения путём увеличения поверхности воспламенения. Эжекция горячей струёй окружающего негорючего газа и остывших продуктов горения понижает концентрацию горючих составляющих в смеси и тем самым ухудшает приходную статью баланса вместо того, чтобы улучшить её путём увеличения поверхности теплообмена. Поэтому устойчивый конус горения, обладающий наибольшей теплоотдающей способностью, наблюдается тогда, когда отсутствует влияние подсоса холодной окружающей среды или таковое сказывается в весьма слабой степени. В случае же подсоса продуктов горения с температурой выше 1400—1500°C длина конуса уменьшается, а устойчивость горения повышается.

Наиболее эффективная длина конуса горения (фиг. 13 и 14) лежит в интервале от 4 до 6 диаметров сопла горелки. Это объясняется тем, что в этом интервале при смешении свободной струи газовой смеси с окружающим воздухом осевые струйки газа ещё не получают подсасываемого через наружные слои окружающего воздуха, т. е. не изменяют своей концентрации и температуры. В горячей струе эта закономерность может нарушаться, но в незначительных пределах, так как до начала горения смесь нагревается возле самой поверхности горения.

Поэтому в случаях, когда требуется получить наиболее высокую температуру языка пламени у горелок данного типа, как, например, при резке металла газовой горелкой (резаком), скорость истечения горючей смеси (чаще всего смеси газа с кислородом) регулируют в таких интервалах, чтобы получить длину пламени меньше пяти диаметров сопла горелки. К этому стремятся и при испарении жидкостей горелками данного типа. В некоторых случаях практики требуется получить более растянутый процесс горения с невысокой температурой

пламени, как, например, при сушке форм в земле переносными горелками. Для этого, применяя горелки данного типа, регулируют скорость выхода таким образом, чтобы благодаря подосу атмосферного воздуха понизить концентрацию газа и растянуть процесс горения, но с таким расчётом, чтобы не получить химического недожога.

Атмосферные горелки

Часто атмосферные горелки называют беспламенными или бесфакельными. Данное определение атмосферных горелок нельзя считать правильным, хотя при определённых условиях в атмосферных горелках можно получить бесфакельный процесс горения, но при значительном избытке воздуха.

Атмосферными горелками называются горелки инжекционного типа с частичным предварительным смешением. Эти горелки иногда называют также инжекционными горелками низкого давления. В них обычно устанавливается такое давление газа, которое позволяет присосать из атмосферы только часть потребного для горения воздуха.

Максимальное количество подсасываемого воздуха для предварительного смешения в горелках этого типа не должно образовать горючей смеси. При сжигании природного холодного газа для получения негорючей смеси на каждый кубический метр газа можно подсосать до $5,6 \text{ м}^3$ воздуха. Остальной же необходимый для сжигания газа воздух засасывается из атмосферы в процессе горения помимо смесителя.

Атмосферные горелки применяются в таких установках, где допускается окислительная атмосфера (наличие значительного процента кислорода в газах). Сжигание газа с помощью существующих атмосферных горелок в любого рода печах и котлах сопровождается большим коэффициентом избытка воздуха ($\alpha_v \gg 2$). Поэтому данный способ сжигания газа является менее рациональным, чем сжигание с полным предварительным смешением.

Если количество подсасываемого через смеситель воздуха для предварительного смешения с природным газом (метаном) колеблется около 50% от потребного ($4,5 \text{ м}^3$ на 1 м^3 дашавского газа), то такая смесь при любых условиях сжигания не даёт светящегося факела, т. е. при горении не образуется сажи (копот). При сжигании в атмосферных горелках любых газов, когда предварительно через смеситель подсасывается больше 50% потребного для горения воздуха, горение получается бесфакельное, но со значительным избытком воздуха.

Наиболее рациональная область применения атмосферных горелок — бытовые приборы, где газ сжигается с очень коротким пламенем непосредственно у тепловоспринимающей поверхности, имеющей сравнительно низкую температуру. Малый диаметр сопел для выхода негорючей смеси позволяет на

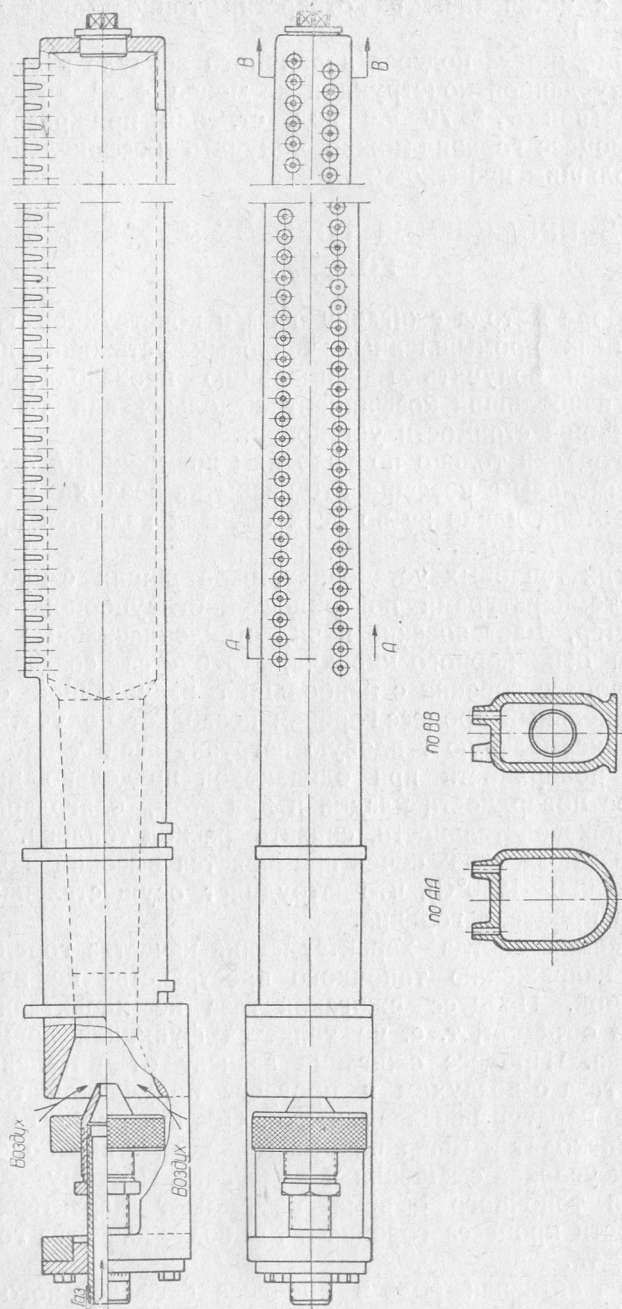
сравнительно коротком пути подсосать недостающий для горения воздух и сжечь газ почти на таком же пути. Расположение тепловоспринимающей поверхности в непосредственной близости от пламени, когда продукты полного горения омывают нагреваемый сосуд тонким слоем, обеспечивает быстрое охлаждение газов до низкой температуры. Указанные обстоятельства и позволяют иметь сравнительно высокий к. п. д. бытовых приборов при сжигании газа в атмосферных горелках (до 75 — 78%).

Применение атмосферных горелок для отопительных малых котлов и небольших промышленных печей нерационально, вследствие получающегося большого коэффициента избытка воздуха. Расход топлива, по сравнению с горелками полного предварительного смешения, увеличивается на 20 — 30%. Лишь в тех тепловых установках, в которых большой избыток воздуха нужен для технологических целей (как влагоноситель в сушильных печах и т. д.), применение атмосферных горелок является рациональным.

Схема наиболее рациональной конструкции существующих атмосферных горелок применительно к стандартным чугунным водогрейным котлам приведена на фиг. 25. Такие горелки применяются при наличии в городской газовой сети низкого давления (60 — 80 мм вод. ст.), не позволяющего иметь инжекционные горелки полного предварительного смешения. Применение в данном случае горелок с принудительной подачей воздуха усложняет установку и требует непрерывного расхода электроэнергии, что удорожает и усложняет эксплуатацию.

При давлении природного дашавского газа в газопроводе перед горелкой в пределах 60 — 80 мм вод. ст. обеспечивается предварительный подсос воздуха в атмосферную горелку в пределах 3 — 4 м³ на 1 м³ газа. Остальной необходимый для горения воздух подсасывается в топке котла, куда он поступает через специальную дверцу. При наиболее благоприятных условиях смешения коэффициент избытка воздуха $\alpha_s = 2$.

Чаше всего горение получается факельным, но ввиду малых диаметров выходящих струек смеси (меньше 5 мм), рациональных условий подачи вторичного воздуха и большого его избытка достигается полнота сгорания на коротком пути. Скорость выхода негорючей смеси из отверстий (рожек) горелки из тех же соображений желательно иметь не больше 5 м/сек. Так как в данных горелках выходящие струйки смеси имеют слоистое движение, то при скорости выхода большей 5 м/сек и при диаметре отверстий больше 5 мм сильно удлиняются факелы горения, и при этом может быть недожог. Из этих же соображений не рекомендуется иметь на горелочной трубе больше двух рядов выходных отверстий. Наличие на горелочной трубе (фиг. 25) у выходных отверстий приливов (рожек) позволяет увеличить коэффициент истечения, по



Фиг. 25. Атмосферная горелка для отопительных котлов конструкции Киевгазпроекта.

сравнению с истечением из отверстий тонкостенной трубы, примерно на 15%.

При возможности подсоса первичного воздуха в атмосферную горелку данной конструкции не менее 4 м^3 воздуха на 1 м^3 газа (при $P_2 \geq 70 \text{ мм вод. ст.}$ или при разрежении в топке) процесс горения можно считать бесфакельным, но также с большим избытком воздуха

ОБЛАСТЬ ПРИМЕНЕНИЯ ГОРЕЛОК БЕСФАКЕЛЬНОГО ГОРЕНИЯ

При выборе метода сжигания газа и конструкции горелки для различных промышленных тепловых установок исходят из стремления получить максимальную производительность агрегата и наибольший коэффициент использования тепла газа при наименьшей стоимости установки.

Выбор горелки только по условиям возможности сжигания газа с минимальным коэффициентом избытка воздуха на минимально короткой длине не во всех случаях является правильным и рациональным.

Во многих тепловых установках, работающих с предельно высокими температурами поверхностей огнеупорной кладки, как, например, мартеновские печи, стеклоплавильные и печи для обжига огнеупорного кирпича,—требуется создавать факельный процесс горения с наибольшей излучающей способностью. Факельный процесс горения позволяет получать более высокую максимальную тепловую нагрузку всей тепловоспринимающей поверхности при одинаковой предельно высокой температуре поверхности кладки и при этом, благодаря увеличению производительности, снизить расход топлива. Кроме того, в указанных типах печей применяется высокий подогрев воздуха (до $950\text{--}1250^\circ\text{C}$), что затрудняет осуществление бесфакельного процесса горения.

Применяемая иногда характеристика качества горелки по тепловому напряжению топочного пространства не является показательной. Процесс сжигания газа не характеризуется временем и объемом, т. е. не является функцией времени и пространства. Процесс сжигания зависит от интенсивности смешения газа с воздухом и прогрева полученной горючей смеси до температуры воспламенения. Оба эти процесса интенсивнее происходят в меньших объемах вследствие более благоприятных условий смешения и подогрева. Поэтому величина напряжения топочного объема не может характеризовать интенсивности процесса горения и тем более качества горелочных устройств.

Наиболее активная роль в процессе бесфакельного горения принадлежит поверхности обмуровки горелочной камеры (поверхности пористого огнеупора туннеля или ударным поверхностям). Чем активнее участвует поверхность горелочной

камеры в процессе нагрева горючей смеси, а главное, в процессе передачи тепла к основным тепловоспринимающим поверхностям печи или котла, тем совершеннее она выполняет своё основное назначение. С увеличением количества переданного тепла с единицы поверхности топочной камеры на тепловоспринимающую поверхность печи или котла при прочих равных условиях улучшается к. п. д. установки. Если поверхность топочной камеры не способна передать большого количества тепла тепловоспринимающей поверхности агрегата, то при форсировании работы горелки быстро повысятся температуры, что ограничит дальнейшее увеличение производительности горелки и агрегата.

Поэтому правильнее характеризовать газовую горелку по допустимым пределам теплового напряжения поверхности горелочной камеры или поверхности горелочного кирпича.

Для характеристики установки большое значение имеет огнеупорность кирпича, форма камеры (в отношении угла видимости тепловоспринимающей поверхности), размер и форма струи горящей смеси. Основной же характеристикой правильного применения той или иной конструкции горелки является величина теплового напряжения тепловоспринимающей поверхности установки, к. п. д. и стоимость установки, а также удобство эксплуатации.

Решающей характеристикой работы любой тепловой установки является себестоимость получаемой продукции и её качество. Можно весьма рационально сжечь газ ($\alpha_s = 1,02$) и получить высокий к. п. д. путём сильного охлаждения продуктов горения (до температуры ниже 100°C), но затраты на сооружение и обслуживание такой более сложной установки, транспортировку продуктов горения и стоимость устройств для чрезмерно низкого охлаждения отходящих газов (особенно при потребности антикоррозийных материалов) будут настолько большими, что стоимость получаемой продукции может не уменьшиться, а увеличиться. Такое использование топлива нельзя признать правильным. Поэтому при выборе метода сжигания газа и типа горелок для теплотехнических установок прежде всего следует учитывать экономическую рентабельность установки. Рассмотрим области применения приведённых выше четырёх типов бесфакельных горелок.

Бесфакельные поверхностные горелки (диафрагменные) применимы, как правило, в низкотемпературных тепловых установках (фиг. 19). Ввиду того, что в этих горелках полное сжигание происходит внутри мелких пор огнеупорного материала на очень малой глубине, наибольшая часть выделяемого тепла воспринимается поверхностным слоем огнеупорного материала. Теплоотдача от продуктов горения диафрагме горелки происходит конвекцией и излучением, а от диафрагмы излучением поверхности через слои продуктов горения, выхо-

дящих из пор. Малый размер пор и значительная скорость продуктов горения в них приближает температуру продуктов горения к температуре поверхности диафрагмы.

Поэтому данная горелка может работать только с невысоким тепловым напряжением (до $600000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$) при излучении в среду с низкой температурой (до $100\text{--}200^\circ\text{C}$) и требует высокоогнеупорного материала пористой массы (температура размягчения не ниже 1350°C).

Предел регулирования производительности горелки также весьма ограничен (от 425000 до $600000 \text{ ккал/м}^2 \text{ час}$ при работе на природном газе при излучении в окружающую среду с температурой ниже 40°C). Неодинаковое сопротивление на пути прохождения горючей смеси через пористую массу даёт неодинаковый нагрев излучающей поверхности, что и ограничивает её производительность. Нижний предел производительности горелки может быть снижен при установке её в закрытой камере с более высокой температурой окружающих поверхностей, но соответственно снизится и верхний предел её производительности.

Горелки данного типа при наличии повышенного давления газа ($P_2 \geq 2000 \text{ мм вод. ст.}$) рационально изготавливать инъекционными с инъекцией воздуха из атмосферы. Эти горелки применимы для нагрева поверхности материала до невысокой температуры при сохранении температуры окружающей атмосферы ниже температуры поверхности нагреваемого материала.

Например, в сушилках конвейерного типа при сушке открытой плоской поверхности покрашенных материалов. Данная горелка пригодна также для обогрева промышленных помещений при устройстве соответствующей вентиляции. Широкое применение эта горелка найдёт в теплицах и оранжереях для прогрева грунта путём радиации при одновременном обогащении атмосферы углекислотой, что весьма желательно для растений. Неравномерность температуры излучающей поверхности диафрагменной горелки не позволяет рекомендовать её для термических и других печей со средней и высокой температурой.

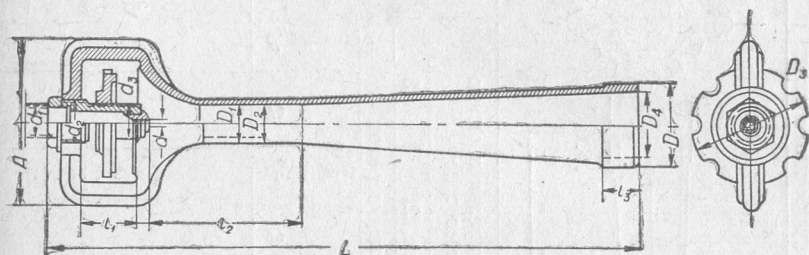
Бесфакельные горелки туннельного типа имеют большое распространение. Из горелок этого типа наиболее распространены туннельные горелки с инъекцией воздуха из атмосферы газом. На основании опыта (свыше 20 лет) применения этого типа горелок у нас в СССР в ряде промышленных печей доказано их несомненное преимущество. Производительность и основные размеры смесителей инъекционных горелок для природного газа, по данным Стальпроекта, приведены в табл. 2.

На фиг. 26 приведена схема смесителя конструкции „Стальпроекта“, а в табл. 3 даны размеры применяемых туннелей в зависимости от размера выходного сопла смеси.

Максимальная производительность горелки (смесителя), приведённая в табл. 2, при давлении $0,3 \text{ ат}$ равна $12,5 \text{ м}^3/\text{час}$,

а при давлении $0,5 \text{ ат} — 15,9 \text{ м}^3/\text{час}$. Горелки большей производительности получаются весьма громоздкими и поэтому не рекомендуются.

Бесфакельные туннельные горелки наиболее применимы в кузнечных и термических печах с небольшой площадью пода. В этом случае горелки устанавливаются непосредственно в рабочей камере и позволяют сжигать газ почти с теоретическим количеством воздуха. В термических печах циркуляционного типа со средней и низкой температурой горелки этого типа устанавливаются в подподовой циркуляционной камере, что обеспечивает хорошую циркуляцию газов и равномерную температуру в рабочем пространстве печи.



Фиг. 26. Схема смесителя инъекционных горелок высокого давления системы Стальпроекта для природного газа.

Периодичность работы кузнечных и термических печей небольших размеров делает малорентабельным устройство для подогрева воздуха при отоплении высококалорийным газом. Поэтому чаще всего эти печи работают с бесфакельными инъекционными горелками на холодном воздухе. В некоторых случаях не исключена возможность, с целью экономии топлива, работы данных печей с подогретым воздухом до температуры $300—350^\circ\text{C}$.

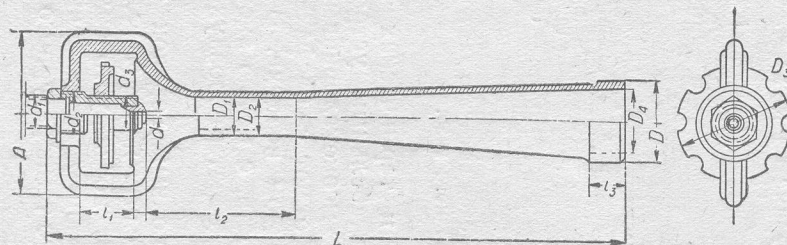
Применение бесфакельных инъекционных горелок также весьма рационально для мелких плавильных печей (тигельных, барабанных и др.) и термических ванн, когда установленная производительность горелок при имеющейся калорийности газа обеспечивает получение требуемого температурного и теплового режима печи.

Эти горелки также могут быть использованы при переводе существующих сушильных печей на газовое топливо.

Беспламенные туннельные горелки с мелкими туннелями закрытого типа (фиг. 21) применимы, главным образом, для термических печей с расположением горелок непосредственно в рабочем пространстве. Сравнительно невысокое теплонепряжение единицы поверхности горелки при большой её площади позволяет осуществить равномерный нагрев изделий, по качеству приближающийся к электронагреву. Недостатком этой конструкции при изготовлении керамики из обычного шамота

Основные размеры и характеристика смесителя газовых инжекционных горелок
конструкции Стальпроекта для природного газа

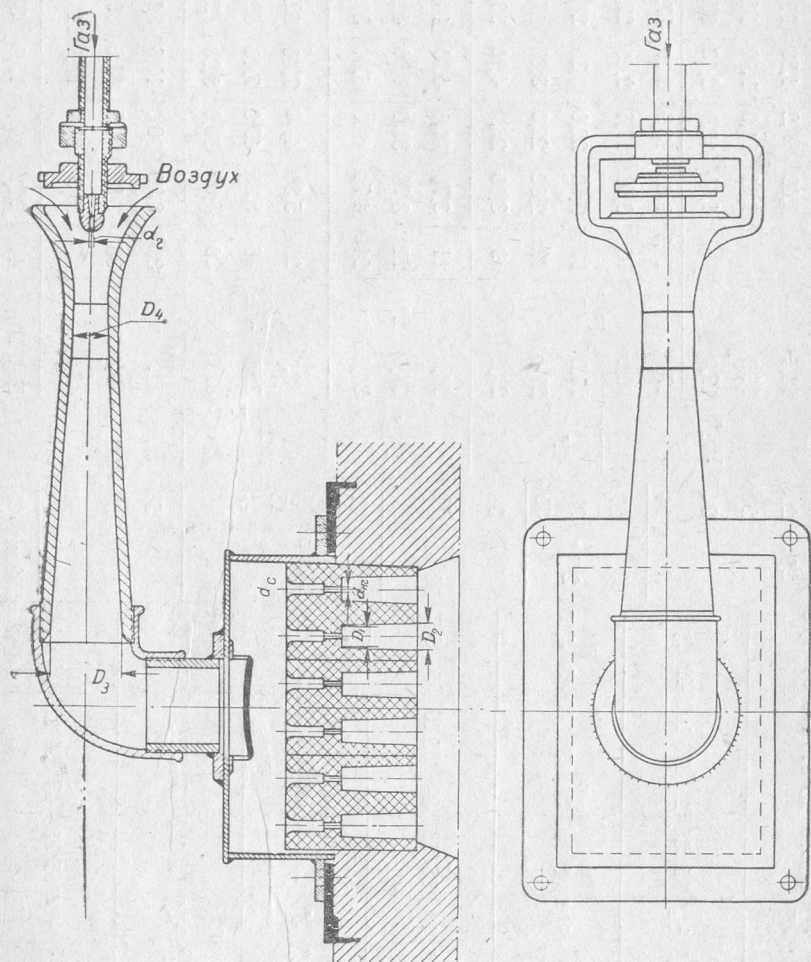
Таблица 2



Размеры смесителя														Число горелок в одном смесителе						Производительность при давлении газа							
														1		2		3		0,3 ат		0,5 ат		1,0 ат			
														Размер горелок						м ³		тыс. ккал		м ³		тыс. ккал	
D	D ₁ в мм	D ₂ в мм	D ₃ в мм	d ₁ в мм	d ₂	d ₃	l ₁ в мм	l ₂ в мм	l ₃ в мм	L в мм	A в мм	D ₄ в мм	Вес в кг	D	d _{нр} в мм	D	d _{нр} в мм	D	d _{нр} в мм	час.	час.	час.	час.	час.	час.	час.	час.
1"	11	23	70	0,86	1 1/2"	3/4"	1 1/2"	35	65	20	260	100	26	1,36	1 1/2"	13					0,48	4,0	0,61	5,1	0,84	7,10	
				0,95											14,5					0,53	4,9	0,74	6,2	1,02	8,60		
				1,05											16					0,71	6,0	0,90	7,6	1,25	10,6		
															16		11			0,71	6,0	0,90	7,6	1,25	10,6		
															18		13			0,93	7,8	1,18	9,9	1,64	13,8		

1 1/4"	14	26	70	1,05 1,20 1,30	1/2"	3/4"	1 1/2"	35	70	23	310	100	33	1,56	2"	20	1 1/2"	14,5			1,09	9,2	1,38	11,6	1,92	15,2
																20		14,5			1,09	9,2	1,38	11,6	1,92	16,2
																22		16,0			1,31	11,0	1,72	14,5	2,40	20,0
																24		17,0			1,65	13,9	2,10	17,6	2,90	24,5
1 1/2"	17	33	70	1,30 1,45 1,60	1/2"	3/4"	1 1/2"	35	85	25	370	100	40	2,00	2 1/2"	24	2"	17,0		14,5	1,65	13,9	2,10	17,6	2,90	24,5
																27		19,0		16	2,18	17,6	2,65	22,0	3,70	31,0
																30		21,0	1 1/2"	17	2,60	22,0	3,30	27,5	4,55	38,0
2"	21	38	90	1,60 1,80 2,00	3/4"	1"	3/4"	40	105	30	435	140	48	4,00		30		21,0		17	2,60	22,0	3,30	27,5	4,55	38,0
															80 MM	33	2 1/2"	23,0		19	3,10	26,0	4,00	33,0	5,50	46,0
2 1/2"	26	45	106	2,00 2,20 2,40	1"	1 1/4"	1"	55	130	33	495	160	56	6,50		37		26,0		21	3,70	31,0	4,70	40,0	6,50	55,0
																37		26,0	2"	21	3,70	31,0	4,70	40,0	6,50	55,0
																37		30,0		24	4,70	40,0	6,00	50,0	8,30	70,0
3"	32	52	116	2,40 2,70 3,00	1"	1 1/4"	1"	60	160	35	626	174	68	9,00	100 MM	41	80 MM									
																45		33,0		26	5,80	49,0	7,40	62,0	10,20	86,0
																45		33,0	2 1/2"	26	5,80	49,0	7,40	62,0	10,20	86,0
																50		37,0		30	7,00	59,0	8,90	75,0	12,50	104,0
4"	38	58	130	3,00 3,30 3,60	1 1/4"	1 1/2"	1 1/4"	65	190	45	677	200	80	13,0	125 MM	55	100 MM	39,0		33	8,30	70,0	10,6	89,0	14,70	124
																55		39,0	80 MM	33	8,30	70,0	10,6	89,0	14,70	124
																61		43,0		37	10,3	87,0	13,1	110,0	18,20	150
4"	47	70	150	3,60 4,00 4,40	1 1/2"	2"	1 1/2"	65	235	45	792	220	95	14,0		67		50,0	100 MM	41	12,5	103,0	15,9	133,0	22,0	185

считается ограниченный предел регулирования (от 300 до 900 тыс. ккал/час m^2 излучающей поверхности горелки). Границы регулирования могут быть значительно повышены в случае изготовления керамики из огнеупоров с температурой размягчения до $1800^{\circ}C$. Приведённая на фиг. 21 конструкция



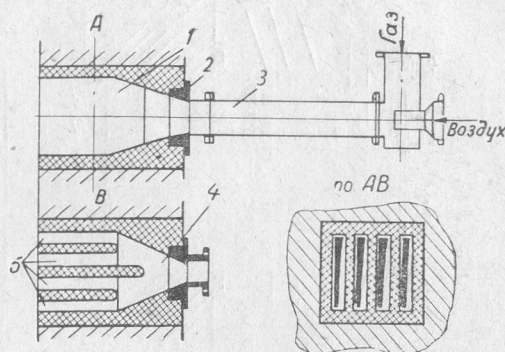
Фиг. 27. Инжекционная панельная горелка конструкции М. В. Грошева.

горелки с принудительной подачей газа и воздуха является менее рациональной, чем горелка инжекционного типа.

На фиг. 27 приведена схема инжекционной горелки с иной конструкцией керамики, предложенной автором и разработанной под его руководством Киевгазпроект для термических печей. В этой конструкции горелки (она выполнена как инжекционная) улучшены условия смешения и значительно

снижены сопротивления (улучшена аэродинамика) без ущерба для производительности и взрывоопасности.

К этому же типу бесфакельных туннельных горелок относятся горелки с туннелями перчаточного типа, предложенные и разработанные инж. К. А. Сиговым [20] и А. В. Арсеевым [28] для сжигания доменного газа в паровых котлах (фиг. 28). Эти горелки оправдали себя при принудительной подаче газа и воздуха и получили широкое распространение в промышленных котлах для сжигания доменного газа. Испытание этих горелок, произведённое инж. Б. Н. Полетаевым, показало, что перчаточного типа смеситель может работать только при наличии принудительной подачи воздуха и газа, а как инжекционный он работать не может. Это обстоятельство ограничивает область их применения даже при сжигании низкокалорийных газов.

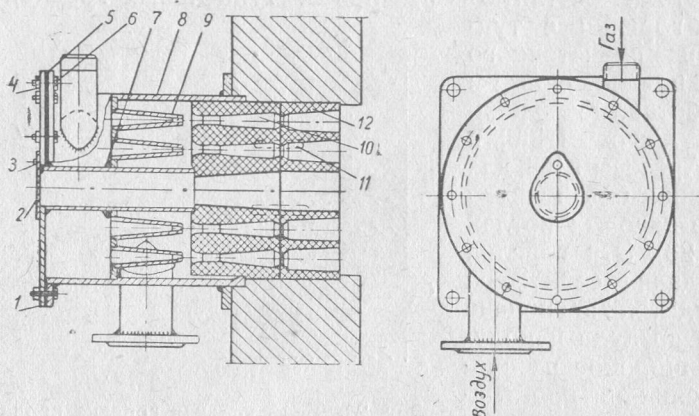


Фиг. 28. Бесфакельная горелка перчаточного типа конструкции К. А. Сигова и А. В. Арсеева для сжигания доменного газа с принудительной подачей газа и воздуха:

1 — туннель; 2 — фурма; 3 — смесительная труба; 4 — предкамера; 5 — каналы для сжигания (прогрева) горючей смеси.

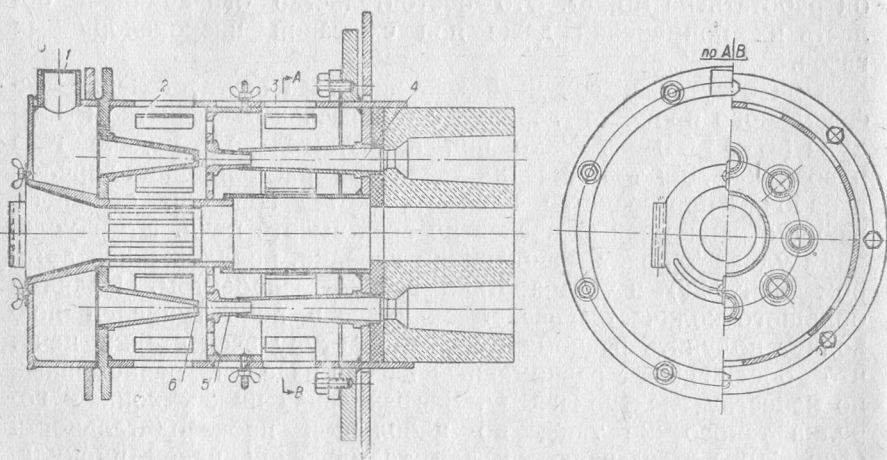
При отсутствии среднего давления газа осуществление бесфакельного процесса горения с минимальным избытком воздуха ($\alpha_v = 1,05$) возможно при принудительной подаче газа и воздуха. Для термических печей при расположении горелок в рабочем пространстве печи требуются горелки, обеспечивающие равномерный нагрев по всей высоте печи. Этим условиям удовлетворяет конструкция горелки, предложенная автором (фиг. 29) и разработанная Киевгазпроект. Наличие большого количества раскрывающихся в печь туннелей позволяет получить равномерную температуру всей стенки печи, что обеспечивает равномерный нагрев изделий, равноценный по качеству электронагреву. Бесфакельная инжекционная горелка такого же типа, но небольшой производительности (фиг. 30) предназначена для термических печей циркуляционного типа. Эта конструкция с успехом может применяться в термических печах с высокой температурой, как, например, для закалки быстрорежущей стали при расположении горелки непосредственно в рабочем пространстве печи, а также и в кузнечных печах.

Бесфакельные горелки ударного типа—это первые конструкции бесфакельных горелок.



Фиг. 29. Бесфакельная горелка низкого давления с принудительной подачей газа и воздуха системы М. В. Грошева:

1 — крышка газовой коробки; 2 — глазок для зажигания; 3 — винт; 4 — гайка; 5 — прокладка газовой коробки; 6 — болт; 7 — прокладка; 8 — корпус горелки; 9 — газовое сопло; 10 — смеситель; 11 — керамический штифт; 12 — туннель.



Фиг. 30. Бесфакельная инжекционная горелка небольшой производительности системы М. В. Грошева:

1 — подача газа в горелку; 2 — регулируемые окна для инъекции первичного воздуха; 3 — то же для вторичного воздуха; 4 — стационарные смесители; 5 — передвижные смесители; 6 — газовые сопла.

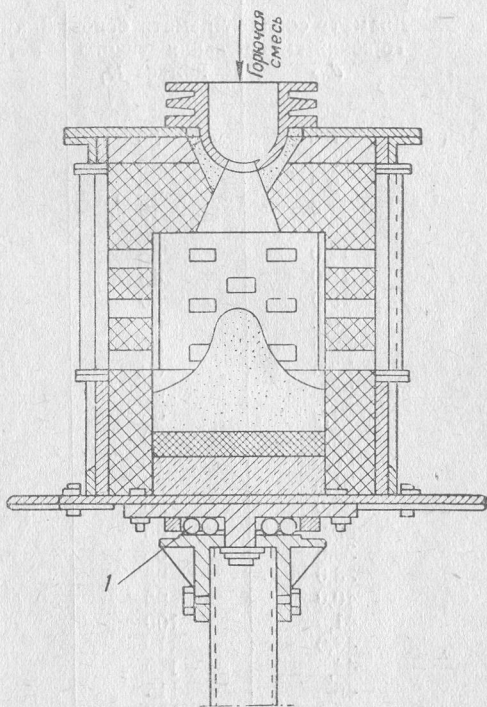
В настоящее время большое распространение имеет изображённая на фиг. 24 горелка, являющаяся комбинацией туннельной и ударной бесфакельных горелок. Подобного типа, но с несколько большим размером туннеля является горелка, изображённая на фиг. 23, которая себя хорошо оправдала при установках в печах цилиндрической формы и в тигельных круглых горнах.

Бесфакельные горелки ударного типа хорошо оправдали себя во вращающихся мелких кузнечных горнах, когда имеется возможность установить одну горелку сверху в центре горна. На фиг. 31 приведена установка бесфакельной горелки ударного типа во вращающемся очковом горне для нагрева прутковых заготовок для прессы. На поду в центре горна сделан из огнеупорного материала пирамидальной формы бугорок. Выходящая из горелки горящая смесь ударяется о поверхность огнеупорного бугорка и окончательно догорает. Получающиеся продукты

горения выходят из горна через отверстия возле нагреваемых прутков непосредственно в цех и удаляются вытяжной вентиляцией. Горелки этой конструкции применяются на ряде наших заводов с 1928 г.

Таким образом, горелки ударного типа успешно применяются в кузнечных и термических печах с нижними циркуляционными камерами.

Ударные горелки с направлением пламени по касательной к поверхности цилиндрических стен нашли большое применение в мелких плавильных печах и тигельных горнах, а также в термических ваннах и печах для закалки быстрорежущей стали. Они также с успехом применяются в других печах различного назначения небольшой производительности со средней и высокой температурой.



Фиг. 31. Установка бесфакельной горелки ударного типа во вращающемся горне:

1 — шариковый подшипник.

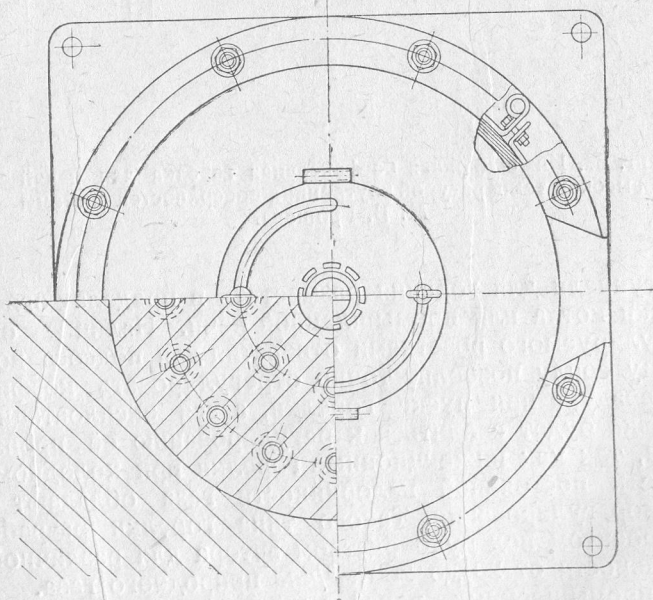
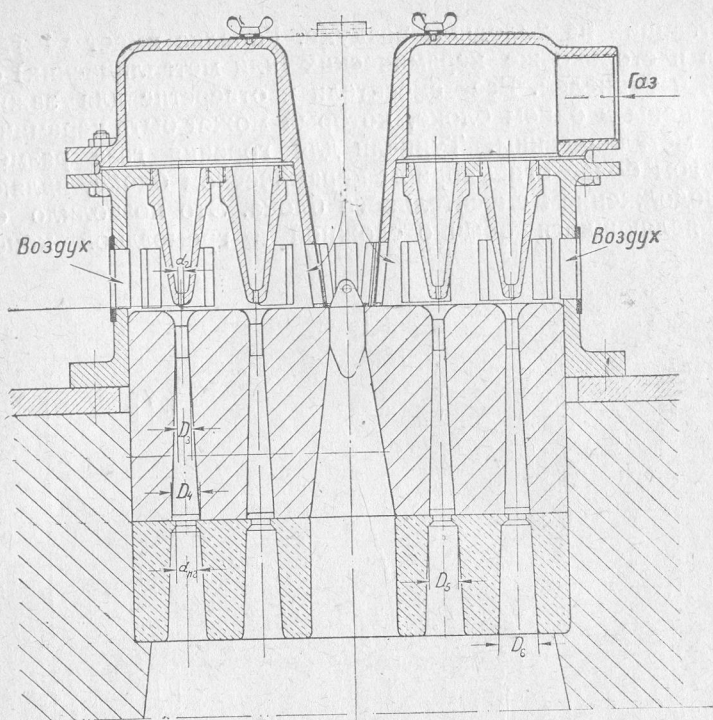
Таблица 3

**Основные размеры туннелей горелок бесфакельного
горения (обозначения на фиг. 27)**

Р а з м е р ы в м м			
Диаметр сопла горючей смеси $d_{нг}$	Диаметр осно- вания узкого конуса D_1	Диаметр широ- кого конуса D_2	Длина туннеля L
6,5	35	38	60
8,0	35	38	75
9,5	40	44	95
11,0	40	46	110
12,5	40	46	110
14,0	45	50	115
16,0	45	50	125
19,0	50	56	145
20,5	55	61	150
22,0	55	61	155
23,5	60	67	160
25,5	65	72	165
27,0	65	72	175
28,5	70	78	185
30,0	75	83	195
31,5	80	88	205
33,0	80	89	215
35,0	85	94	225
36,5	85	95	235
38,0	95	105	245
40,0	95	105	255
41,5	100	111	265
43,0	110	121	275
44,5	110	122	285
46,5	115	127	295
48,0	115	128	305
49,0	120	133	315
51,0	125	138	325
54,0	135	150	350
57,0	140	155	370
60,0	150	166	400
65,0	160	177	420
70,0	175	195	455
75,0	180	200	490

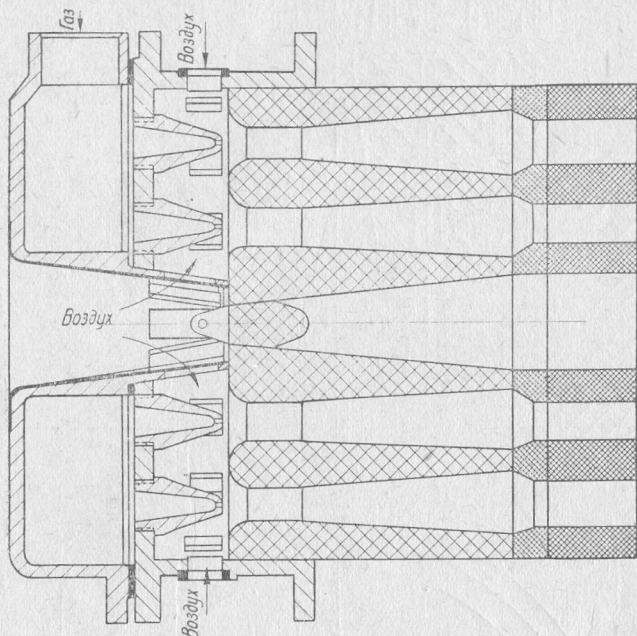
Небольшая производительность горелок и громоздкость смесительного устройства позволяют применять их только в небольших печах. Для использования инжектирующего свойства природного газа среднего давления (от 1000 до 8000 мм вод. ст.) и расширения области применения бесфакельных горелок по предложению автора Киевгазпроектом разработан ряд конструкций бесфакельных инжекционных горелок большой производительности (фиг. 27, 29, 32, 33, 34, 35).

На фиг. 32 приведена схема многосопельной бесфакельной инжекционной горелки для промышленных котлов и печей,



Фиг. 32. Инжекционная бесфакельная горелка туннельного типа конструкции М. В. Грошева для работы на холодном воздухе.

работающих на холодном воздухе. Горелка имеет 24 газовых сопла и столько же керамических (или металлических) смесителей и туннелей. Все смесители и отверстие для зажигания размещены в одном блоке, который может быть керамическим либо металлическим. Туннели для горения газа размещены в другом более огнеупорном керамическом блоке, являющемся продолжением смесительного блока. Это позволило смеситель, являющийся обычно сложной и громоздкой конструк-

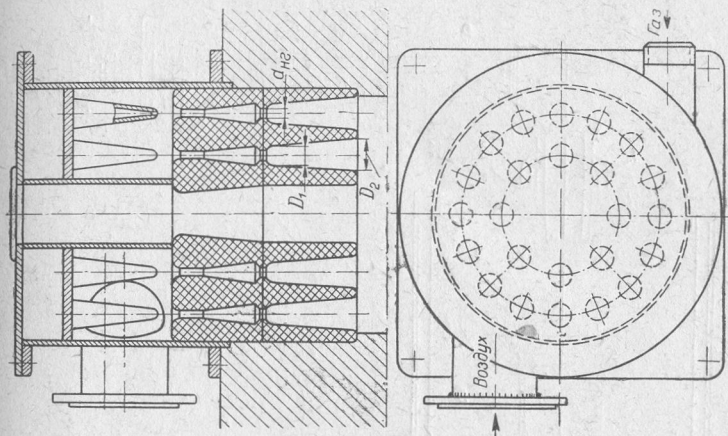


Фиг. 33. Инжекционная бесфакельная горелка для печей с высокой температурой внутренних поверхностей системы
М. В. Грошева.

цией, и туннели для горения разместить в пределах огнеупорной кладки котла или промышленной печи. Наличие отдельного регулируемого розетками отверстия для подсоса воздуха к каждому соплу позволит точно отрегулировать коэффициент избытка воздуха при пуске горелки, а вся эксплуатационная регулировка будет сводиться к регулированию её производительности, так как инжекционные горелки при холодном газе и воздухе и постоянной калорийности газа обладают свойством саморегулирования. Такого типа горелки разработаны Киевгазпроектом под руководством автора для различной производительности от 20 до 200 м³/час природного газа.

Для промышленных печей с высокой температурой, не имеющих внутри печи холодных поверхностей (с температу-

рой менее 900°C), когда желательно несколько растянуть процесс дожигания горючей смеси, автором предложена ещё более простая конструкция инжекционной бесфакельной горелки, схематически изображённая на фиг. 33. Эта горелка имеет значительно меньшее сопротивление на пути смешения (больше к. п. д. смесителя), что позволяет получить большую производительность при увеличении диаметра газовых сопел. Комбинация данных смесителей с туннелями позволит работать



Фиг. 34. Инжекционная бесфакельная горелка туннельного типа системы М. В. Грошева, работающая на подогретом воздухе.

горелке при меньшем давлении газа. Для увеличения возможной тепловой мощности горелок данной конструкции необходимо горелочный кирпич делать из высокоогнеупорной массы, желательно из плавленного алунда или из хромомagneзитовой массы путём набивки.

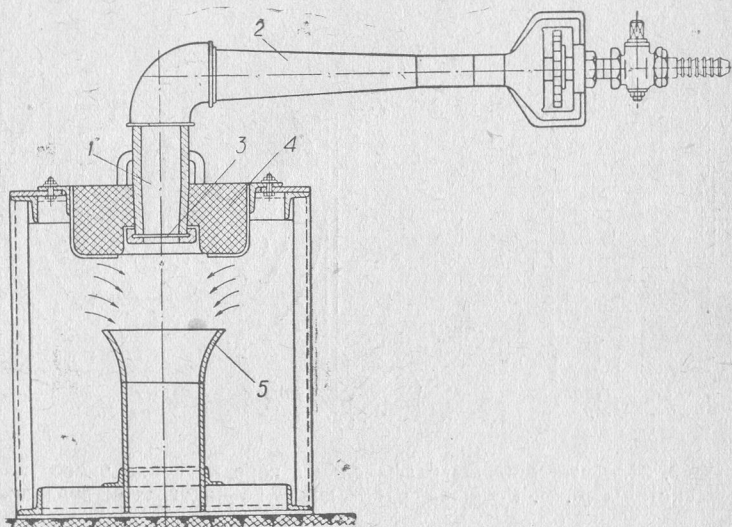
К материалу огнеупорных поверхностей камеры горения предъявляются следующие требования:

1) материал должен обладать высокой огнеупорностью и термоустойчивостью (выдерживать резкие колебания высоких температур);

2) поверхность огнеупорного материала должна быть как можно более шероховатой. Это необходимо для увеличения степени черноты, что позволяет иметь максимальный тепловой поток, а также способствует увеличению вихреобразования (турбулентности) горючей смеси, улучшая условия её прогрева.

При наличии повышенного давления в газовой сети (выше 2000 мм вод. ст.) возможно осуществить инжекционную горелку большой производительности, работающую с воздухом, подогретым до температуры $300—350^{\circ}\text{C}$. Такая конструкция горелки, предложенная автором и разработанная Киевгазпроект, приведена на фиг. 34. Улиткообразный подвод газа

и воздуха должен обеспечить равномерное распределение по соплам и улучшить условия перемешивания газа с воздухом. Эта конструкция горелки может применяться также для низкого давления газа (60—80 мм вод. ст.) при принудительной подаче воздуха. Для сохранения постоянного коэффициента избытка подогретого воздуха необходимо иметь регулятор пропорции газа и воздуха с установкой шайбы для замера расхода воздуха до воздухоподогревателя.



Фиг. 35. Переносная горелка бесфакельного горения для сушки крупных опок конструкции М. В. Грошева:

1 — отгосток сопла для горючей смеси; 2 — смеситель; 3 — сетка; 4 — огнеупорный насадок; 5 — смесительный канал для эжекции воздуха с целью понижения температуры.

Горелки открытого типа применяются главным образом для сушки ковшей, форм для чугунного и стального литья, а также для ряда испарительных процессов и сушки ковшей.

На фиг. 35 приведена схема бесфакельной переносной горелки конструкции автора для сушки крупных опок. В данной горелке в качестве смесителя использован укороченный диффузор, а выходное сопло для горючей смеси выполнено в виде металлической сетки (пластинка с мелкими отверстиями). Такое сопло предотвращает от возможного проскока пламени в смеситель и исключает возможность отрыва пламени. Наличие большой выходной скорости горючей смеси позволяет в процессе горения подсасывать значительное количество дополнительного атмосферного воздуха и понижать температуру продуктов горения перед сушкой до требуемой величины.

КОЭФИЦИЕНТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГАЗА

Основной характеристикой использования газа в тепловых установках, а особенно в промышленных печах, наряду с к. п. д. является коэффициент использования тепла топлива — газа.

Коэффициент использования тепла топлива η_u представляет собой отношение количества тепла, оставленного в печи (или в тепловой установке), к теплу, подведенному к горелке с химической энергией топлива.

$$\eta_u = \frac{Q_n + V_v t_v c_v + t_z c_z - Q_{хим} - V_{пр.г} t_{пр.г} c_{пр.г}}{Q_n}, \quad (26)$$

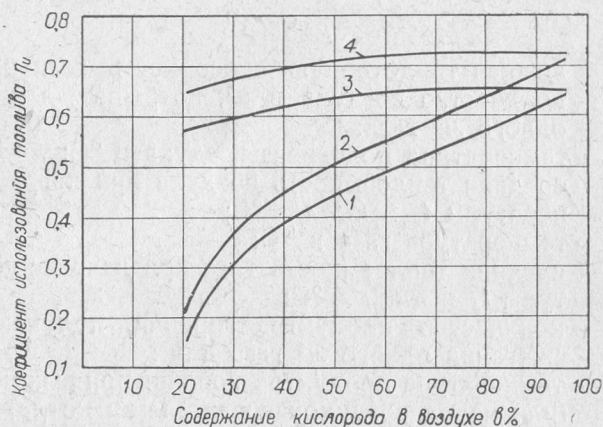
- где Q_n — низшая теплотворная способность газа в ккал/м^3 ;
 V_v — количество воздуха в м^3 , потребное для сжигания одного м^3 газа;
 t_v — температура подогрева воздуха в $^{\circ}\text{C}$;
 c_v — средняя теплоёмкость воздуха при нагреве до температуры t_v в $\text{ккал/м}^3^{\circ}\text{C}$;
 t_z — температура газа в $^{\circ}\text{C}$;
 c_z — средняя теплоёмкость газа при нагреве до температуры t_z в $\text{ккал/м}^3^{\circ}\text{C}$;
 $V_{пр.г}$ — количество продуктов горения, получающееся от сжигания одного м^3 газа в м^3 ;
 $t_{пр.г}$ — температура продуктов горения при выходе из печи (или перед воздухонагревателем в котле) в $^{\circ}\text{C}$;
 $c_{пр.г}$ — средняя теплоёмкость продуктов горения при нагреве до температуры $t_{пр.г}$ в $\text{ккал/м}^3^{\circ}\text{C}$;
 $Q_{хим}$ — химический недожог газа в ккал/м^3 .

Коэффициент использования топлива показывает количественную долю химической энергии топлива, переданную (оставленную) в рабочем пространстве печи или в паровом котле в результате, главным образом, процесса теплообмена. Он показывает также влияние теплотворной способности топлива и подогрева воздуха и газа на степень использования химической энергии.

В промышленных печах с помощью η_u легко определять расход топлива, необходимый для получения заданной температуры газов (практической температуры печи). Для этого следует при определении η_u вместо $t_{пр.г}$ подставить необходимую максимальную температуру печи. Если затем потребный расход тепла в печи (полезный расход на процесс + тепловые потери в рабочем пространстве печи) разделить на величину η_u , то получим количество тепла, которое нужно подать с газом к горелкам печи.

Указанный расход тепла, подсчитанный для сжигания различных топлив, даёт основную сравнительную характеристику различных видов топлива при требуемом температурном режиме печи или другой тепловой установки. Кроме того, построив

кривую η_u для условий обогащения воздуха кислородом, по кривой легко определить влияние обогащения воздуха кислородом. Это наглядно видно из фиг. 36, где приведены кривые η_u в зависимости от обогащения кислородом воздуха в условиях мартеновских печей, построенные проф. И. Д. Семикиным. В комбинированных горелках при совместном сжигании газа с жидким топливом или угольной пылью η_u также облегчает определение соотношения между количеством газа и другим топливом.



Фиг. 36. Влияние обогащения воздуха кислородом в условиях мартеновских печей на η_u :

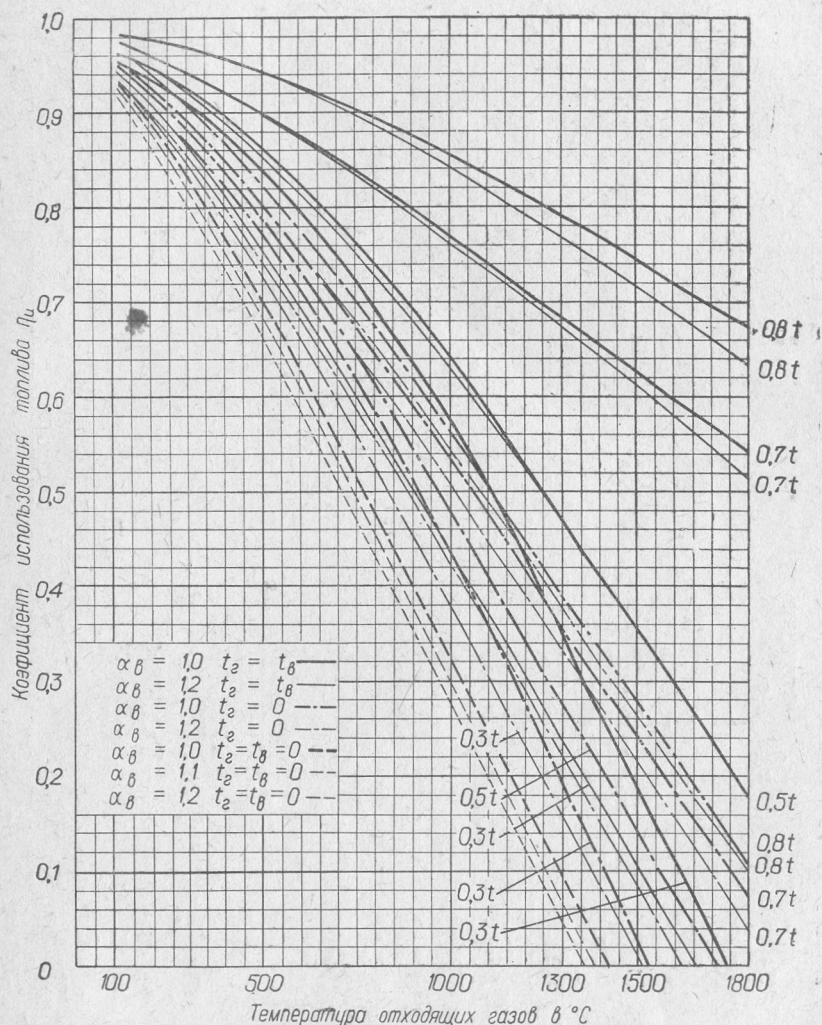
1 — коксовальный газ, сжигаемый с холодным воздухом; 2 — мазут, сжигаемый с холодным воздухом; 3 — коксовальный газ, сжигаемый с воздухом, подогретым до температуры 1200°C и холодным кислородом; 4 — мазут, сжигаемый с воздухом, подогретым до температуры 1200°C и холодным кислородом.

Зная коэффициент использования топлива при различных условиях, можно заранее определить, какой будет пирометрический коэффициент, т. е. отношение практической температуры к теоретической, и при каком расходе топлива его можно получить. Поэтому коэффициент использования топлива (η_u) является весьма важной характеристикой любого вида топлива.

Числитель уравнения (26) показывает количество тепла в ккал, оставляемого в тепловой установке, приходящегося на каждый m^3 газа (или кг твердого или жидкого топлива). Это тепло идет как на полезные статьи расхода, так и на тепловые потери в установке. Поэтому величина η_u всегда больше к. п. д. установки.

Обычно в современных тепловых установках стремятся прежде всего подогреть в рекуператорах только воздух, а газ давать холодный. Подогрев газа связан с дополнительными его потерями через неплотности рекуператора, с необходимыми предосторожностями в отношении техники безопасности, за-

труднениями при смешении и другими усложнениями. Поэтому во всех современных нагревательных печах и многих плавильных печах и котлах стремятся обойтись подогревом одного

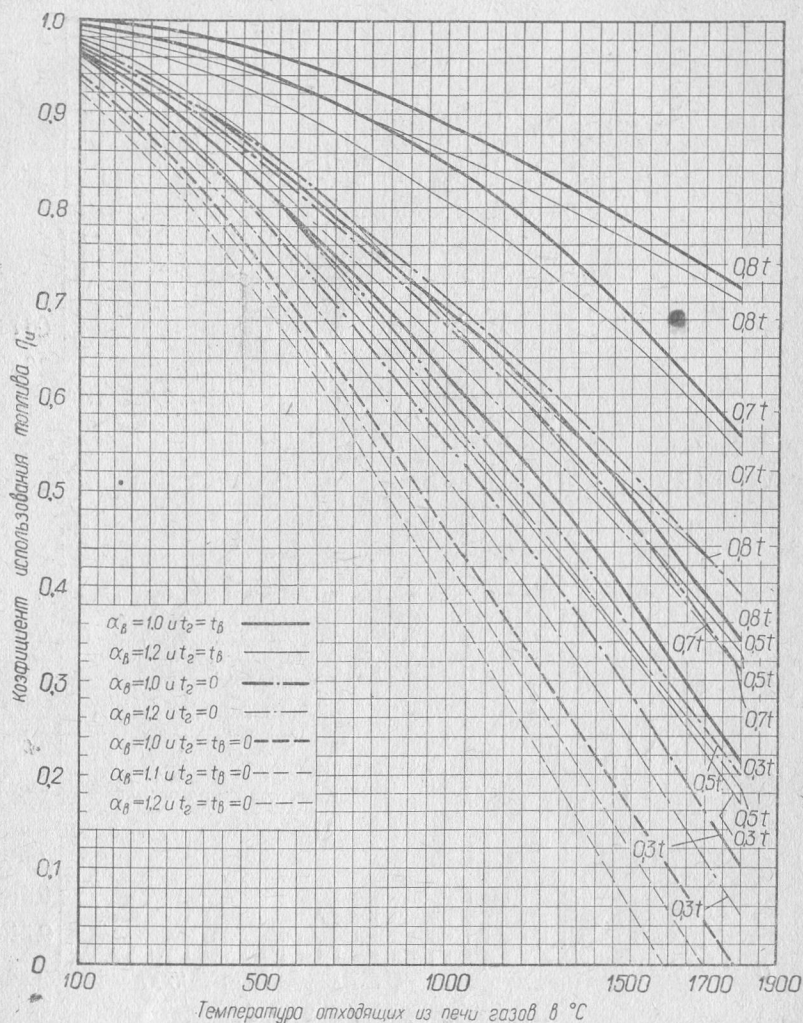


Фиг. 37. Коэффициент использования доменного газа $Q_n = 950 \text{ ккал/м}^3$ в зависимости от температуры отходящих газов и температуры подогрева одного воздуха и воздуха и газа одновременно.

воздуха, что упрощает конструкцию печи и горелочных устройств, по сравнению с печами, подогревающими газ и воздух.

Значения коэффициентов использования топлива для различных газов в зависимости от температуры уходящих продуктов

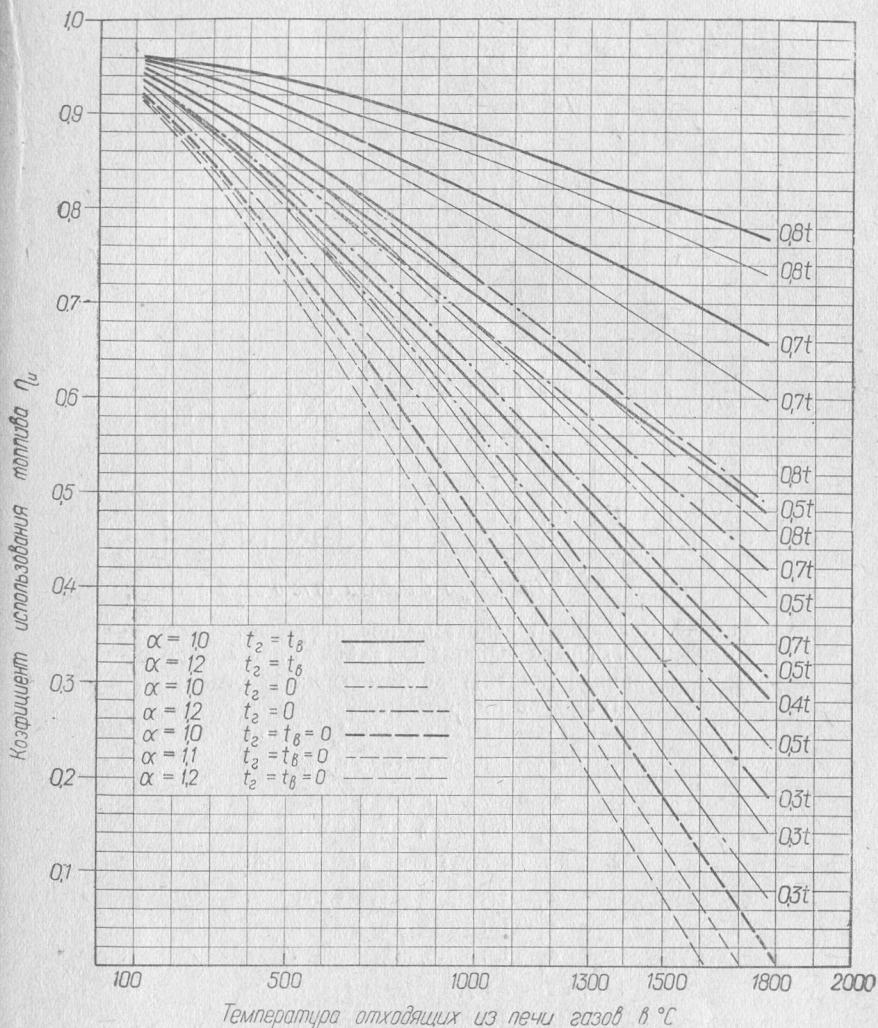
горения из печи и подогрева воздуха или воздуха и газа графически представлены на фиг. 37, 38, 39 и 40. Температура подогрева воздуха и газа приведена на графиках в долях от



Фиг. 38. Коэффициент использования генераторного газа из торфа с $Q_H = 1530$ ккал/м³ при различных условиях.

температуры отходящих газов. Например, из фиг. 37 видно, что при отоплении доменным газом без подогрева газа и воздуха при температуре отходящих из печи продуктов горения 1000°C и $\alpha_g = 1,0$ коэффициент использования газа $\eta_u = 0,325$. В случае подогрева одного воздуха до $t_g = 0,3$ $t_{н.г.} = 0,3 \cdot 1000 =$

$\approx 300^{\circ}\text{C}$ коэффициент использования топлива $\eta_u = 0,43$, а при подогреве газа и воздуха до 300°C $\eta_u = 0,58$. Следовательно, при подогреве одного воздуха до 300°C расход газа умень-

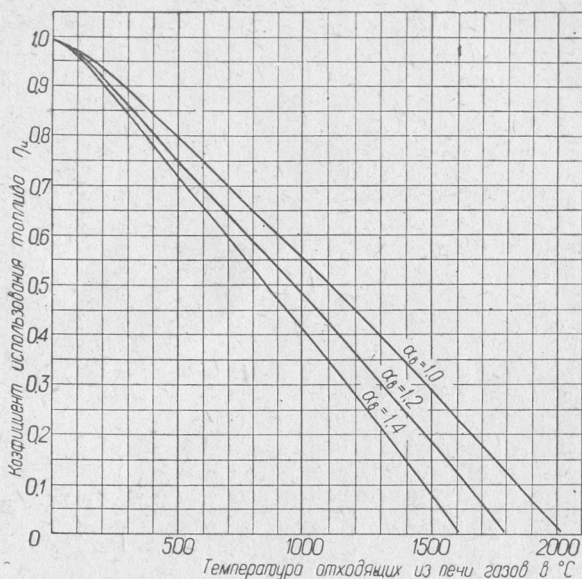


Фиг. 39. Коэффициент использования коксо-доменного газа с $Q_H = 2000 \text{ ккал/м}^3$ при различных условиях.

шится в 1,32 раза, а при подогреве газа и воздуха до 300°C расход газа уменьшится в 1,8 раза, по сравнению с условиями сжигания холодного газа и воздуха.

Данные графиков или приведённая формула (26) могут быть использованы для определения расхода топлива при переходе

с одного вида топлива на другой. В случае применения данных графиков для паровых котлов в качестве температуры отходящих продуктов горения следует брать температуру газа перед воздухоподогревателем.



Фиг. 40. Коэффициент использования природного газа месторождения Дашава—Опары $Q_H = 8500$ ккал/м³ при различной температуре отходящих газов.

Поправки при подогреве воздуха:

1. При температуре воздуха $t_g = 300^\circ\text{C}$:

$$\alpha_g = 1,0; \quad \eta = \eta_0 + 0,108;$$

$$\alpha_g = 1,2; \quad \eta = \eta_0 + 0,13;$$

$$\alpha_g = 1,4; \quad \eta = \eta_0 + 0,151.$$

2. При температуре воздуха $t_g = 500^\circ\text{C}$:

$$\alpha_g = 1,0; \quad \eta = \eta_0 + 0,175;$$

$$\alpha_g = 1,2; \quad \eta = \eta_0 + 0,213;$$

$$\alpha_g = 1,4; \quad \eta = \eta_0 + 0,2486.$$

3. При температуре воздуха $t_g = 700^\circ\text{C}$:

$$\alpha_g = 1,0; \quad \eta = \eta_0 + 0,212;$$

$$\alpha_g = 1,2; \quad \eta = \eta_0 + 0,255;$$

$$\alpha_g = 1,4; \quad \eta = \eta_0 + 0,3.$$

Таким образом, экономия от подогрева воздуха легко определяется, если не изменились температурные условия печи и условия сжигания ($\alpha_g = \text{const}$ и $Q_{\text{х.п.м.}} = \text{const}$). При изменяющихся условиях сжигания газа это легко учитывается по формуле (26).

Внедрение рекуперативного подогрева воздуха тормозится тем, что существующие конструкции рекуператоров не вполне удовлетворяют требованиям герметичности, простоты конструкции и стойкости материала, особенно при высоких температурах уходящих газов. Из анализа значений коэффициента использования природного газа видно, что использование газа как топлива наиболее эффективно в печах с высокой температурой и, в первую очередь, там, где он заменяет жидкое топливо.

Применение газа в высокотемпературных печах для плавки металлов, обжига огнеупорных материалов и в высокотемпературных нагревательных печах сокращает расход топлива и позволяет работать на холодном газе при подогреве только одного воздуха. Это позволяет значительно сократить стоимость сооружения печей и упрощает их обслуживание. Иногда погоня за высоким подогревом воздуха, особенно при регенеративной (реверсивной) системе подогрева, ведёт к значительному увеличению избытка воздуха, в результате чего ожидаемого эффекта в увеличении к. п. д. не получается, а лишь усложняется конструкция установки. Дополнительные потери тепла в период реверсирования воздуха и непостоянство температурного режима установки уменьшают эффект подогрева воздуха. Поэтому применению высокого подогрева воздуха при сжигании газа должны предшествовать технико-экономические подсчёты.

РАСЧЁТ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК

АТМОСФЕРНЫЕ ГОРЕЛКИ (фиг. 25)

Для устранения возможности образования сложных углеводородов (альдегидов) принимаем, на основании имеющихся данных, количество засасываемого первичного воздуха равным 4 м^3 на 1 м^3 газа.

Производительность горелки $V_g = 8,6 \text{ м}^3/\text{час}$.

Количество засасываемого в смеситель первичного воздуха

$$V_b = 4 \cdot 8,6 = 34,4 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Общее количество газозоудшной смеси, проходящей через смеситель горелки, равно

$$V_{см} = V_g + V_b = 8,6 + 34,4 = 43 \text{ м}^3/\text{час}.$$

Удельный вес газа $\gamma_g = 0,73 \text{ кг/м}^3$.

Удельный вес смеси газа с первичным воздухом

$$\gamma_{см} = \frac{V_g \gamma_g + V_b \gamma_b}{V_g + V_b} = \frac{0,37 + 4 \cdot 1,293}{5} = 1,18 \text{ кг/м}^3.$$

Минимальное давление газа $P_2 = 70 \text{ мм вод. ст.}$

Скоростной коэффициент при истечении из конусного сопла с углом раскрытия $\beta = 12^\circ$ по графику (фиг. 16) равен $\varphi = 0,85$.

1. Определение скорости истечения газа при низком давлении ($\gamma_2 = \text{const}$).

$$w_2 = \varphi \sqrt{\frac{2gP_2}{\gamma_2}} = 0,85 \sqrt{\frac{19,62 \cdot 70}{0,73}} = 43 \text{ м/сек.}$$

2. Определение сечения газового сопла

$$F_2 = \frac{V_2 10^6}{3600 w_2} = \frac{8,6 \cdot 10^6}{3600 \cdot 43} = 55,5 \text{ м}^2,$$

откуда

$$d_2 = \sqrt{\frac{F_2}{0,785}} = \sqrt{\frac{55,5}{0,785}} = \sqrt{71,6} = 8,5 \text{ мм.}$$

3. Определение сечения для входа воздуха в смеситель.

Принимаем скорость входа воздуха в смеситель равной $w_8 = 2,5 \text{ м/сек.}$

Исходя из энергетического баланса и конструктивной целесообразности, нет необходимости иметь скорость воздуха меньше двух метров в секунду, так как при дальнейшем снижении скорости сопротивление не уменьшается. При увеличении скорости подсасываемого воздуха выше $2,5 \text{ м/сек}$ количество подсасываемого воздуха при прочих равных условиях снижается.

Кольцевое сечение для подсоса воздуха будет

$$F_8 = \frac{V_8 10^6}{3600 w_8} = \frac{34,4 \cdot 10^6}{3600 \cdot 2,5} = 3822 \text{ мм}^2.$$

Учитывая сечение, занимаемое газовым соплом по наружному диаметру, равное для данного случая

$$F_{H_2} = 0,785 \cdot d_{H_2}^2 = 785 \cdot 30^2 = 706 \text{ мм}^2,$$

диаметр воздушного сопла будет

$$D_2 = \sqrt{\frac{3822 + 706}{0,785}} = 76 \text{ мм.}$$

4. Определение размеров смесителя.

Для снижения потери напора в смесителе горелок низкого давления смесители всегда выполняются в форме диффузора. Скорость смеси в узком сечении смесителя (инжектора) определяется, исходя из закона сохранения количества движения, по уравнению (12)

$$w_3 = \frac{V_2 \gamma_2 w_2 + V_8 \gamma_8 w_8}{\gamma_2 V_2 + \gamma_8 V_8} = \frac{8,6 \cdot 0,73 \cdot 43 + 34,4 \cdot 1,293 \cdot 2,5}{8,6 \cdot 0,73 + 34,4 \cdot 1,293} = 6,35 \text{ м/сек.}$$

Площадь сечения узкого места смесителя

$$F_3 = \frac{43 \cdot 10^6}{3600 \cdot 6,35} = 1880 \text{ мм}^2,$$

откуда

$$D_3 = \sqrt{\frac{1880}{0,785}} = 49,3 \approx 50 \text{ мм.}$$

Принимая скорость смеси в широком сечении инжектора равной $w_4 = 2 \text{ м/сек}$, получим площадь сечения

$$F_4 = \frac{43 \cdot 10^6}{3600 \cdot 2,0} = 6100 \text{ мм}^2,$$

откуда

$$D_4 = \sqrt{\frac{6100}{0,785}} = 89 \approx 90 \text{ мм.}$$

Площадь сечения смесителя до первых выходных рожков газозоудушной смеси составляет 6100 мм^2 . Дальнейшее сечение горелки уменьшается с таким расчётом, чтобы скорость смеси также снижалась ($w_{см} < 2 \text{ м/сек}$), но сопротивление на пути до выхода в атмосферу практически оставалось одинаковым для любого выходного отверстия.

5. Определение сечения выходных отверстий из горелки.

Для решения данного вопроса необходимо составить баланс кинетической и потенциальной энергии, потоков газа, воздуха и смеси.

Приходной статьёй энергии является кинетическая энергия газовой струи, отнесённая к 1 м^3 газа, т. е.

$$E_{прих} = \frac{w_2^2}{2g} \gamma_2 V_2 = \frac{43^2}{19,62} 0,73 = 68,6 \text{ кгм.}$$

Расход энергии на создание скорости подсосываемого воздуха и необратимые потери при этом

$$E_1 = 1,5 \frac{w_6^2}{19,62} 1,293 \cdot 4 = \frac{1,5 \cdot 2,5^2 \cdot 1,293 \cdot 4}{19,62} = 2,47 \text{ кгм.}$$

Потеря энергии на удар при встрече газа с воздухом

$$E_2 = \frac{G_2 G_6}{G_2 + G_6} \cdot \frac{(w_2 - w_6)^2}{2g} = \frac{0,73 \cdot 5,17}{0,73 + 5,17} \cdot \frac{(43 - 2,5)^2}{19,62} = 52,7 \text{ кгм,}$$

где

$$G_2 = 0,73 \text{ кг; } G_6 = 1,293 \cdot 4 = 5,17 \text{ кг.}$$

Следует отметить, что потеря энергии при ударе, рассчитанная по данному методу, не является абсолютно точной и при инжекционных горелках среднего давления газа даёт приближённые результаты, так как удар (встреча) различных частиц газа происходит при разных скоростях (удар при неравномерном распределении скоростей в потоке).

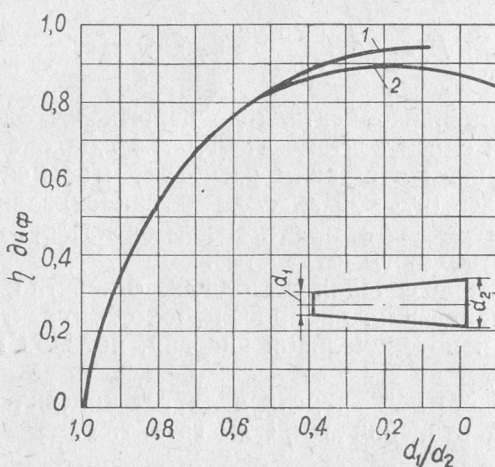
Потеря энергии в диффузоре смесителя

$$E_3 = (1 - \eta_0) \cdot \frac{(w_3^2 - w_4^2)}{2g} \cdot (G_2 + G_8) =$$

$$= (1 - 0,81) \frac{(6,35^2 - 2^2)}{19,62} \cdot 5,9 = 2,05 \text{ кгм},$$

где η_0 — коэффициент полезного действия диффузора равен 0,81.

Потерю энергии в самой горелке принимаем соответствующей двойному динамическому напору, т. е.



Фиг. 41. Коэффициент полезного действия круглого диффузора:

1 — угол раскрытия 4°; 2 — угол раскрытия 19°.

$$E_4 = 2,0 \frac{w^2}{2g} \cdot 5,9 = 2,0 \frac{4}{19,62} \cdot 5,9 = 2,4 \text{ кгм},$$

где

$$G_{см} = G_2 + G_8 = 0,73 + 5,17 = 5,9 \text{ кг}.$$

Вся оставшаяся энергия смеси затрачивается на создание выходной скорости смеси из отверстий и на неизбежные при этом необратимые потери.

$$E_{ост} = E_{прих} - E_1 - E_2 - E_3 - E_4 =$$

$$= 68,6 - 2,47 - 52,7 - 2,05 - 2,4 = 8,98 \text{ кгм}$$

или на 1 м³ газовой воздушной смеси

$$8,986 : 5 = 1,796 \text{ кг/м}^2 \text{ (мм вод. ст.)},$$

где

$$V_2 + V_8 = 1 + 4 = 5 \text{ м}^3.$$

Принимая необратимые потери при истечении равными 50% от динамического напора при выходе из отверстий, получим

$$h_d = \frac{1,796}{1,5} = 1,2 \text{ мм вод. ст.},$$

откуда скорость выхода будет

$$w_3 = \varphi \sqrt{\frac{2gh_d}{\gamma_{см}}} = 0,85 \sqrt{\frac{19,62 \cdot 1,2}{1,18}} = 3,8 \text{ м/сек},$$

где

$$\gamma_{см} = \frac{G_z + G_g}{V_z + V_g} = \frac{5,9}{5} = 1,18 \text{ кг/м}^3;$$

φ — скоростной коэффициент при истечении смеси равен 0,85.

Полученная скорость выхода, равная 3,8 м/сек, находится в допустимых пределах (рекомендуется от 3 до 5 м/сек).
Общее сечение всех отверстий для выхода смеси

$$F_5 = \frac{43 \cdot 10^6}{3600 \cdot 3,8} = 3150 \text{ мм}^2.$$

При диаметре отверстия в 5 мм количество их будет

$$n = \frac{3150}{0,785 \cdot 25} = 160 \text{ шт.}$$

При наличии в топочной камере разрежения (1—2 мм вод. ст.) количество подсасываемого первичного воздуха увеличивается.

ДВУХСТУПЕНЧАТЫЕ ИНЖЕКЦИОННЫЕ ГОРЕЛКИ (фиг. 17)

Производительность горелки $V_z = 200 \text{ м}^3/\text{час}$ или $0,0556 \text{ м}^3/\text{сек}$ смешанного газа.

Состав газа (смесь доменного газа 60% и коксового 40%).

Рабочая смесь	Горючие газы
CO ₂ 5,8%	CO 43,8%
CO 22,2%	H ₂ 38,7%
H ₂ 19,6%	CH ₄ 16,9%
CH ₄ 8,6%	C _n H _m 0,6%
C _n H _m 0,3%	
N ₂ 43,5%	
100,0%	100,0%

Удельный вес газа $\gamma_z = 1,03 \text{ кг/м}^3$;

Калорийность газа $Q_n = 2000 \text{ ккал/м}^3$.

Количество воздуха, необходимое для сжигания 1 м³ газа при $\alpha_g = 1,05$, $V_g = 1,91 \text{ м}^3$.

Расчёт двухступенчатой горелки состоит из двух частей.

Сначала рассчитывается вторая ступень, а затем—первая.

Расчёт второй ступени горелки с круглым соплом

Количество воздуха, подсасываемого газом в 1-й ступени должно быть таким, чтобы полученная смесь была взрывобезопасной. Для этого определим верхний предел воспламенения газа данного состава.

Верхний предел воспламеняемости горючей смеси при отсутствии азота находим по формуле

$$V_{zc}^{gn} = \frac{CO + H_2 + CH_4 + C_n H_m}{\frac{CO}{74,2} + \frac{H_2}{74,2} + \frac{CH_4}{15} + \frac{C_n H_m}{12,45}} \quad (27)$$

Пределы воспламеняемости взяты из табл. 1.

$$V_{zc}^{gn} = \frac{43,8 + 38,7 + 16,9 + 0,6}{\frac{43,8}{74,2} + \frac{38,7}{74,2} + \frac{16,9}{15,0} + \frac{0,6}{12,45}} = \frac{100}{2,505} = 40\%$$

С учётом негорючих газов CO_2 и N_2 верхний предел воспламенения будет:

$$V_o^{gn} = V_{zc}^{gn} \left[\frac{100 + \frac{(CO_2 + N_2) 100}{100 - CO_2 - N_2}}{100 + V_{zc}^{gn} \frac{(CO_2 + N_2)}{(100 - CO_2 - N_2)}} \right] \quad (28)$$

$$V_o^{gn} = 40 \left[\frac{100 + \frac{49,1 \cdot 100}{50,9}}{100 + 40 \frac{49,1}{50,9}} \right] = 55,6\%$$

Для безопасности принимаем количество первичного воздуха $V_{Ic} = 0,8$ м³ на 1 м³ газа, что составит $0,8 \cdot 1,9 = 0,41 = 41\%$.

Когда выходящая струя горючей смеси имеет слоистое движение при максимальной её производительности или турбулентное движение при диаметре выходного сопла не больше 20—30 мм, то выходную скорость (w_4) для данной смеси можно брать в пределах $10 \div 20$ м/сек.

При больших диаметрах сопла или при форсировании работы горелки приходится выходить из данных пределов.

Произведём расчёт горелки по данным существующих и работающих горелок.

Скорость газозвоздушной смеси в смесителе принимаем $w_3^i = 20$ м/сек.

Скорость выхода горючей смеси в печь принимаем $w_4^i = 35$ м/сек.

Скорость засасываемого воздуха (w'_2) принимаем равной 10 м/сек (обычно w'_2 — колеблется в пределах от 1,5 до 15 м/сек).

Весовое количество инжектирующей газовой воздушной смеси для данной горелки равно

$$G_{Icm} = G_2 + G_{Iв} = 200 \cdot 1,03 + 200 \cdot 0,8 \cdot 1,293 = 413 \text{ кг/час}$$

или 0,1148 кг/сек,

где $V_{Iв} = 0,8 \text{ м}^3$ — объем воздуха, инжектируемого первым соплом на 1 м^3 газа.

Весовое количество воздуха, инжектируемого вторым соплом,

$$G_{IIв} = 1,11 \cdot 0,0556 \cdot 1,293 = 0,08 \text{ кг/сек},$$

где $1,11 = 1,91 - 0,8$ — количество м^3 воздуха, инжектируемого вторым соплом на 1 м^3 газа.

0,0556 — секундный расход газа ($\text{м}^3/\text{сек}$).

Полный объем смеси

$$V_{IIв} + V_{Icm} = 0,0556 \cdot 1,11 + (0,0556 + 0,0556 \cdot 0,8) = 0,1617 \text{ м}^3/\text{сек},$$

где $0,0556 \cdot 0,8$ — количество первичного воздуха в $\text{м}^3/\text{сек}$.

Величину противодавления в конце смесителя определяем следующим образом.

1. Затрата энергии (секундная) на создание разрежения в начале смесителя второй ступени ($P_0 - P'_2$) должна быть равна кинетической энергии подсосываемого воздуха $G_{IIв} \cdot h_{\partial 2}$ плюс потери при входе воздуха (при полном открытии шайбы), равные $0,5 G_{IIв} h_{\partial 2}$, и поэтому

$$E_1 = G_{IIв} 1,5 \frac{w'^2_2}{2g} = 0,08 \cdot 1,5 \frac{10^2}{19,62} = 0,61 \text{ кг м/сек}.$$

2. Затрата энергии на создание скорости $w'_1 = 35 \text{ м/сек}$

$$E_2 = \frac{35^2}{19,62} \cdot 0,1948 = 12,33 \text{ кг м/сек},$$

где $G_{Icm} + G_{IIв} = 0,1148 + 0,08 = 0,1948 \text{ кг/сек}$.

3. Необратимые потери при плавном переходе смеси от смесителя (D_3) к выходному соплу (D_4) и вследствие сужения при коэффициенте потерь $\kappa = 0,2$

$$E_3 = 0,2 \left(\frac{35^2 - 20^2}{19,62} \right) \cdot 0,1948 = 1,66 \text{ кг м/сек}.$$

4. Потеря энергии на трение в смесителе

$$E_4 = \lambda \frac{w^2_3}{2g} \frac{L}{D_3} (G_{Icm} + G_{IIв}),$$

где λ — коэффициент трения принимается равным 0,02.

$$F_3 = \frac{\pi D_3^2}{4} = \frac{V_{Icm} + V_{IIe}}{w_3} = \frac{0,1617}{20} = 0,00805 \text{ м}^2,$$

откуда

$$D_3 = \sqrt{\frac{0,00805}{0,785}} = 0,1 \text{ м} = 100 \text{ мм}.$$

Длину смесительного сопла следовало бы определить, исходя из условий равномерного смешения, т. е. по рекомендуемой формуле (25):

$$L_{cm} = [Q_n (0,010 \div 0,012) \xi + 6] d_2.$$

В существующих двухступенчатых горелках из конструктивной целесообразности идут на более грубое смешение, принимая длину значительно меньше; при этих условиях длину смесителя двухступенчатых горелок можно определить по формуле

$$L_{cm} = (5 \div 6) D_{cm}.$$

Для данного случая

$$L_4 = 6D_3 = 6 \cdot 100 = 600 \text{ мм}.$$

$$E_4 = 0,02 \frac{20^2}{19,62} \cdot 0,1948 \frac{600}{100} = 0,483 \text{ кгм/сек}.$$

5. Затрата энергии на преодоление избыточного давления в печи на уровне горелок, равная 1 мм вод. ст.,

$$E_5 = 1 \cdot 0,1617 = 0,1617 \text{ кгм/сек}.$$

6. Потери на удар при переходе газозвушной смеси из первого смесителя со скоростью w'_1 к скорости $w'_2 = 20 \text{ м/сек}$ и подсасываемого воздуха от скорости $w'_2 = 10 \text{ м/сек}$ к скорости $w'_3 = 20 \text{ м/сек}$

$$\begin{aligned} E_6 &= G_{Icm} \frac{(w'_1 - w'_3)^2}{2g} + G_{IIe} \frac{(w'_3 - w'_2)^2}{2g} = 0,1148 \frac{(w'_1 - 20)^2}{19,62} + \frac{(20 - 10)^2}{19,62} = \\ &= 0,006 (w'_1)^2 - 0,24 w'_1 + 2,8075 \text{ кгм/сек}. \end{aligned}$$

Весь расход энергии, т. е.

$$\begin{aligned} E_{сум} &= E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5 + E_6 = \\ &= 0,61 + 12,33 + 1,66 + 0,483 + 0,1617 + 0,006 (w'_1)^2 - 0,24 w'_1 + \\ &\quad + 2,8075 = 18,052 + 0,006 (w'_1)^2 - 0,24 w'_1 \text{ кгм/сек}, \end{aligned}$$

должен быть равен кинетической энергии выходящей газозвушной смеси из первого смесителя.

Следовательно,

$$G_{Icm} \frac{(w'_1)^2}{2g} = E_{сум},$$

$$\text{т. е. } 0,1148 \frac{(w'_1)^2}{2g} = 0,006 (w'_1)^2 - 0,24 w'_1 + 18,052$$

или

$$0,24 w'_1 = 18,052,$$

откуда

$$w'_1 = 75 \text{ м/сек},$$

т. е. скорость смеси в первом смесителе должна быть

$$w_3 = w'_1 = 75 \text{ м/сек}.$$

Соответствующий диаметр сечения

$$D_2 = \sqrt{\frac{V_{Icm}}{w'_1 \varphi \cdot 0,785}} = \sqrt{\frac{0,1}{75 \cdot 0,95 \cdot 0,785}} = 0,0425 \text{ м} = 42,5 \text{ мм},$$

где φ — скоростной коэффициент первого смесителя, равный 0,95;

$$V_{Icm} = 0,0556 + 0,0556 \cdot 0,8 = 0,0556 \cdot 1,8 = 0,1 \text{ м}^3.$$

Для снижения потери энергии от завихрений в начале смесителя делается диффузор. Сечение узкого места диффузора определяется из условий его максимального к. п. д.

Скорость смеси в узком месте диффузора должна быть

$$w''_6 = \frac{G_{IIв} w'_2 + G_{Icm} w'_1}{G_{IIв} + G_{Icm}} = \frac{0,08 \cdot 10 + 0,1148 \cdot 75}{0,08 + 0,1148} = 48,5 \text{ м/сек}.$$

Тогда

$$F'_{3узк} = \frac{V_{IIв} + V_{Icm}}{w''_3} + \frac{0,1617}{48,5} = 0,00334 \text{ м}^2,$$

откуда

$$D_{3узк} = \sqrt{\frac{0,00334}{0,785}} = 0,066 \text{ м} = 66 \text{ мм}.$$

При угле раскрытия диффузора, равном 6° , длина диффузора будет

$$L_{диф} = \frac{D_3 - D_{3узк}}{2 \operatorname{tg} 6} = \frac{100 - 66}{2 \cdot 0,105} = 165 \text{ мм}.$$

Расчёт первой ступени горелки с круглым соплом

Из расчёта второй ступени было определено

$$G_2 = 1,03 \cdot 0,0556 = 0,0573 \text{ кг/сек}; V_2 + V_{вI} = 0,0556 \cdot 1,8 = 0,10 \text{ м}^3/\text{сек};$$

$$G_{Ia} = 0,8 \cdot 0,0556 \cdot 1,293 = 0,0575 \text{ кг/сек};$$

$$\gamma_3 = \frac{1,03 \cdot 0,0556 + 0,0575}{0,1} = 1,148 \text{ кг/м}^3;$$

$$G_{cm} = (V_2 + V_{Ia}) \gamma_3 = 0,1 \cdot 1,148 = 0,1148 \text{ кг/сек};$$

$$w_2 = 10 \text{ м/сек}, \quad w_3 = 75 \text{ м/сек}.$$

1. Затрата энергии на инъекцию воздуха из атмосферы при коэффициенте потерь $\kappa = 1,5$

$$E_1 = 0,0575 \cdot 1,5 \frac{10^3}{19,62} = 0,44 \text{ кгм/сек}.$$

2. Кинетическая энергия при выходе из первого смесителя

$$E_2 = \frac{75^2}{19,62} \cdot 0,1148 = 32,85 \text{ кгм/сек}.$$

3. Потеря на трение при $\frac{L_2}{D} = 5,0$ и $\lambda = 0,02$ (считая по средней скорости)

$$L_2 = 42,5 \cdot 5,0 = 212 \text{ мм},$$

$$E_3 = \frac{0,02 \cdot 75^2}{19,62} 0,1148 \cdot 5 = 3,287 \text{ кгм/сек}.$$

4. Потеря на удар газа о воздух (по формуле удара неупругих тел)

$$E_4 = 0,0572 \frac{(w_1 - 75)^2}{19,62} + 0,0575 \cdot \frac{(75 - 10)^2}{19,62} = 0,00292 w_1^2 - 0,438 w_1 + 12,68 \text{ кгм/сек}.$$

Суммарный расход энергии

$$E_{\text{сум}} = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 = 0,44 + 32,85 + 3,287 + 0,00292 w_1^2 + 0,438 w_1 + 12,68 = 49,257 + 0,00292 w_1^2 - 0,438 w_1 \text{ кгм/сек}.$$

Скорость газа в сопле определяем, приравнявая его кинетическую энергию сумме затраченной энергии, т. е.

$$\frac{w_1^2}{19,62} 0,0573 = 49,257 + 0,00292 w_1^2 - 0,438 w_1 = 0,00292 w_1^2$$

откуда

$$w_1 = \frac{49,257}{0,438} = 112 \text{ м/сек}.$$

Потребное давление газа с учётом скоростного коэффициента $\varphi = 0,95$ и работы расширения газа в адиабатическом процессе при $\kappa = 1,38$, температуре $T = 300^\circ\text{K}$ и газовой постоянной

$$R = 30 \frac{\text{кг м}}{\text{кг град}}$$

$$\left(\frac{1}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = 1 - \frac{\left(\frac{w_1}{\varphi}\right)^2}{2g \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot RT} = 1 - \frac{\left(\frac{112}{0,95}\right)^2}{19,62 \left(\frac{1,38}{1,38-1}\right) 30 \cdot 300} = 0,9809,$$

откуда

$$P_1 = 1,084 \text{ ата или } P_1 = 0,084 \text{ ати} = 840 \text{ мм вод. ст.}$$

Упрощённый расчёт при $\gamma = \text{const}$ дал бы результат

$$P_1 = \frac{\left(\frac{w}{\varphi}\right)^2}{19,62} \gamma_2 (1 + \alpha t) = 835 \text{ мм вод. ст.}$$

Диаметр газового сопла равен

$$d_1 = \sqrt{\frac{0,0556}{112 \cdot 0,95 \cdot 0,785}} = 0,026 \text{ м} = 26 \text{ мм.}$$

Ниже приводится расчёт той же горелки с изменениями, предложенными автором: выходная скорость смеси равна скорости в смесителе $w_4 = 20 \text{ м/сек}$; и выходное сечение имеет щелевидную или эллипсовидную форму.

Расчёт второй ступени горелки с плоским соплом

1. Затрата энергии на инжекцию воздуха во вторую ступень с необратимыми потерями принимается из предыдущего расчёта $E_1 = 0,61 \text{ кгм/сек.}$

2. Затрата энергии на создание скорости во втором смесителе при $w_4 = 20 \text{ м/сек}$ $E_2 = \frac{20^2}{19,62} 0,1975 = 4,03 \text{ кгм/сек.}$

3. Потеря энергии E_3 равна нулю ввиду одинаковых скоростей.

4. Потеря энергии на трение в смесителе $E_4 = 0,483 \text{ кгм/сек.}$

5. Затрата энергии на преодоление противодействия в печи $E_5 = 0,1617 \text{ кгм/сек.}$

6. Потеря на удар

$$E_6 = 0,006 (w'_1)^2 - 0,24 w'_1 + 2,8075 \text{ кгм/сек.}$$

Общая затрата энергии

$$\begin{aligned} E_{\text{сум}} &= E_1 + E_2 + E_4 + E_5 + E_6 = 0,61 + 4,03 + 0,483 + \\ &+ 0,1617 + 2,8075 + 0,006 (w'_1)^2 - 0,24 w'_1 = 8,092 + \\ &+ 0,006 (w'_1)^2 - 0,24 w'_1. \end{aligned}$$

Приравнивая затраченную энергию к кинетической энергии смеси, получим:

$$0,006 (w'_1)^2 = 8,092 + 0,006 (w'_1)^2 - 0,24 w'_1,$$

откуда

$$w'_1 = \frac{8,092}{0,24} = 33,6 \text{ м/сек},$$

т. е. скорость в первом смесителе

$$w'_1 = w_3 = 33,6 \text{ м/сек},$$

откуда сечение первого смесителя

$$F_I = \frac{0,1}{33,6 \cdot 0,95} = 0,0032 \text{ м}^2.$$

Расчёт первой ступени горелки с плоским соплом

Из расчёта предыдущей двухступенчатой горелки:

$$G_2 = 0,0573 \text{ кг/сек}; \quad w_2 = 10 \text{ м/сек};$$

$$G_{I\delta} = 0,0575 \text{ кг/сек}; \quad w'_1 = w_3 = 33,6 \text{ м/сек};$$

$$V_2 + V_{I\delta} = 0,10 \text{ м/сек}; \quad \gamma_3 = 1,148 \text{ кг/м}^3.$$

1. Затрата энергии на инжекцию воздуха из атмосферы

$$E = 0,44 \text{ кгм/сек}.$$

2. Кинетическая энергия смеси при выходе из первого смесителя

$$E_2 = \frac{33,6^2}{19,62} \cdot 0,1148 = 6,50 \text{ кгм/сек}.$$

3. Потеря на трение при $\frac{L_2}{D_2} = 5$ и $\lambda = 0,02$

$$E_3 = \frac{33,6^2}{19,62} \cdot 0,02 \cdot 5 \cdot 1,148 = 0,65 \text{ кгм/сек}.$$

4. Потеря на удар газа о воздух, подсасываемый в первую ступень

$$\begin{aligned} E_4 &= 0,0573 \frac{(w_1 - 33,6)^2}{19,62} + 0,0575 \frac{(33 - 10)^2}{19,62} = \\ &= 0,00292 w_1^2 - 0,192 w_1 + 4,63 \text{ кгм/сек}. \end{aligned}$$

Суммарный расход энергии

$$E_{\text{сум}} = 12,22 + 0,00292 w_1^2 - 0,192 w_1.$$

Приравнявая кинетическую энергию газа к расходу энергии, получим

$$0,00292 w_1^2 = 12,22 + 0,00292 w_1^2 - 0,192 w_1,$$

откуда

$$w = \frac{12,22}{0,192} = 63,7 \text{ м/сек},$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{0,0556}{63,7 \cdot 0,95 \cdot 0,785}} = 0,034 \text{ м} = 34,0 \text{ мм}.$$

Потребное давление газа будет равно

$$P_2 = \frac{63,7^2}{0,95 \cdot 19,62} \cdot 1,03 = 236 \approx 240 \text{ мм вод. ст.}$$

Для предотвращения проникновения пламени в горелку делаем выходящее сопло эллипсовидной формы.

Сечение выходного отверстия при $w_3 = 20 \text{ м/сек}$ будет

$$F_4 = \frac{0,1617}{20 \cdot 0,95} = 0,00850 \text{ м}^2.$$

Получаем сечение эллипсовидной формы с размерами осей $200 \times 45 \text{ мм}$, что соответствует приведённому диаметру $D_3 = 60 \text{ мм}$. Расстояние между соплами определяем по формуле

$$L_3 = 2,5 (D_2 - D_3). \quad (29)$$

Основные размеры туннеля берутся из табл. 3.

ПАНЕЛЬНЫЕ БЕСФАКЕЛЬНЫЕ ГОРЕЛКИ (фиг. 27).

Производительность горелки $V_2 = 2,0$ до $4,0 \text{ м}^3/\text{час}$. Газ природный, $Q_H = 8540 \text{ ккал/м}^3$. Давление газа $P_2 = 70 \text{ мм вод. ст.}$. Потребное количество воздуха при $\alpha_8 = 1,05$ равно

$$V_8 = 10 (2,0 \div 4,0) \text{ м}^3/\text{час}.$$

Количество туннелей — 30. Скорость выхода горючей смеси в туннель горелки при минимальной производительности принимаем равной $w_{2,c} = 7,5 \text{ м/сек}$, что при максимальной производительности

$$w_{2,c\max} = \frac{7,5 \cdot 4,0}{2,0} = 15 \text{ м/сек при } 0^\circ \text{ и } 760 \text{ мм рт. ст.}$$

Диаметр сопла (канала) для выхода смеси в туннель будет

$$d_{n2} = \sqrt{\frac{V_2 + V_8 \cdot 10^6}{n \cdot 3600 \cdot w_{2,c} \cdot 0,785}} = \sqrt{\frac{22 \cdot 10^6}{30 \cdot 3600 \cdot 7,5 \cdot 0,785}} = 6 \text{ мм},$$

где $(V_2 + V_8) = 2 + 2 \cdot 10 = 22 \text{ м}^3/\text{час}$ — количество горючей смеси при минимальной производительности;
 $n = 30$ — число туннелей в горелочном кирпиче;
 $w_{2,c} = 7,5 \text{ м/сек}$ — скорость смеси при минимальной производительности горелки.

При данном размере $d_{n2} = 6 \text{ мм}$ принимаем следующие размеры туннеля: $D_1 = 25 \text{ мм}$; $D_2 = 30 \text{ мм}$; $L_{\text{тун}} = 50 \text{ мм}$.

Определение потери энергии в горелке и смесителе (на 1 м³ смеси при максимальной производительности).

1. Потеря энергии при выходе смеси в туннель при скорости $w_{2.c} = 15 \text{ м/сек}$

$$E_1 = \frac{w_{2.c}^3}{2g} \gamma_{см} \cdot (1 + \alpha t) = \frac{15^3}{19,62} 1,242 (1 + \frac{40}{273}) = 11,7 \text{ кгм/м}^3,$$

где $\gamma_{см} = \frac{10 \cdot 1,293 + 0,73}{11} = \frac{13,66}{11} = 1,242 \text{ кг/м}^3;$

$$(1 + \frac{40}{273}) = 1,146 \text{ — бином расширения;}$$

t — температура смеси, принятая равной 40°C.

2. Потеря энергии на трение в цилиндрическом сопле при

$$w_{2.c} = 15 \text{ м/сек}, \frac{L_1}{d_{н.г}} = \frac{18}{6} = 3 \text{ и } \lambda = 0,05$$

$$E_2 = \frac{15^3}{19,62} 1,242 \cdot 1,146 \cdot 0,05 \cdot 3 = 1,8 \text{ кгм/м}^3.$$

3. Потеря энергии при переходе из смесительного канала $d_c = 12 \text{ мм}$ в сопло смеси с $d_{н.г} = 6 \text{ мм}$

$$E_3 = 0,5 \frac{(w_{2.c}^3 - w_2^3)}{2g} \gamma_{см} (1 + \alpha t) = 0,5 \frac{(15^3 - 3,5^3)}{19,62} \cdot 1,242 \cdot 1,146 = 5,4 \text{ кгм/м}^3.$$

4. Потеря энергии на трение в смесительном канале при

$$w_2 = 3,5 \text{ м/сек и при } \frac{L_2}{d_c} = 2$$

$$E_4 = \lambda \frac{w_2^3}{19,62} \gamma_{см} (1 + \alpha t) \frac{L_2}{d_c} = 0,05 \frac{3,5^3}{19,62} 1,242 \cdot 1,146 \cdot 2 = 0,1 \text{ кгм/м}^3.$$

5. Потеря энергии в смесительной коробке при входе смеси в коробку ($k_1 = 2,5$) и при входе смеси в керамические смесители ($k_2 = 0,5$)

$$E_5 = k \frac{w^3}{2g} \gamma_{см} \cdot 1,146 + k_2 \frac{w_2^3}{2g} \gamma_{см} 1,146 =$$

$$= (k_1 w_3^3 + k_2 w_2^3) \gamma_{см} \frac{1,146}{2g};$$

$$E_5 = (2,5 \cdot 5,75^3 + 0,5 \cdot 3,5^3) \frac{1,242 \cdot 1,146}{19,62} = 4,82 \text{ кгм/м}^3,$$

$$w_3 = \frac{V_z + V_g}{3600 F_3} = \frac{4 + 40}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,052^2} = 5,75 \text{ м/сек}$$

при $D_3 = 52 \text{ мм}$.

Потеря энергии при плавном повороте с $\frac{R}{D_3} = 1$ под углом 90° равна при $w_3 = 5,75 \text{ м/сек}$, где $\kappa = 0,51$ [42],

$$E_6 = \kappa \frac{w_3^2}{2g} \gamma_{см} (1 + \alpha t) = 0,51 \frac{5,75^2}{19,62} 1,242 \cdot 1,146 = 1,2 \text{ кгм/м}^3.$$

Следовательно, при максимальной производительности горелки ($V_z = 4 \text{ м}^3/\text{час}$) необходимо иметь избыточное давление в широком конце диффузора, достаточное для преодоления всех потерь энергии, т. е.

$$E_{см} = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5 + E_6 = \\ = 11,7 + 1,8 + 5,4 + 0,1 + 4,82 + 1,2 \approx 25,0 \text{ кгм/м}^3,$$

что соответствует давлению после диффузора $P_{диф} = 25 \text{ мм вод. ст.}$ Давление в смесительной коробке $P_{кор} = 20 \text{ мм вод. ст.}$

В случае работы данной горелки как инжекционной при среднем давлении газа необходимо избыточное манометрическое давление $P_{диф} = 25 \text{ мм вод. ст.}$ получить за счёт сжатия смеси в диффузоре. При величине динамического напора в широком сечении диффузора

$$h_{д.ш} = \frac{5,75^2}{19,62} 1,242 \cdot 1,146 = 2,4 \text{ мм вод. ст.}$$

и коэффициенте полезного действия диффузора $\eta_d = 0,85$ динамический напор в узком сечении диффузора определится из уравнения

$$\eta_d (h_{д.уз} - h_{д.ш}) = 25 \text{ кг/м}^2,$$

откуда

$$h_{д.уз} = \frac{w_4^2}{2g} 1,242 \cdot 1,146 = 32 \text{ кг/м}^2$$

или

$$w_4 = \sqrt{\frac{32 \cdot 2 \cdot 9,81}{1,242 \cdot 1,146}} = 21 \text{ м/сек}$$

и

$$D_4 = \sqrt{\frac{44 \cdot 10^6}{3600 \cdot 21 \cdot 0,785}} = 27 \text{ мм.}$$

Исходя из закона сохранения количества движения, определим необходимую скорость истечения газа из сопла в случае инжекционной горелки по уравнению

$$w_4 \gamma_z + w_g 10 \gamma_g = w_z 0,73 + w_g 10 \cdot 1,293 = 21 (0,73 + 12,93).$$

Не учитывая затраты энергии на создание скорости подса-
сываемого воздуха при $w_6 = 10$ м/сек, из уравнения постоян-
ства количества движения

$$G_{см} w_{см} = G_2 w_2 + G_6 w_6,$$

определим скорость истечения газа

$$w_2 = \frac{w_{см} G_{см} - G_6 w_6}{G_2} = \frac{21 \cdot 13,66 - 10 \cdot 1,293 \cdot 10}{0,73} = 216 \approx 220 \text{ м/сек.}$$

Из уравнения для скорости истечения газа при адиабати-
ческом расширении

$$w_2 = \varphi \sqrt{\left(\frac{\kappa}{\kappa-1}\right) 2gRT \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]}$$

при $\kappa = 1,31$; $R = 52,8$; $T = 303^\circ\text{К}$ и $\varphi = 0,9$

получим $P_1 = P_2 = 1,25$ атм или $P_2 = 2500$ кг/м².

Диаметр газового сопла будет

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{3600 \cdot 220 \cdot 0,785}} = 3,4 \text{ мм.}$$

Для горелки этого типа производительностью от 4 до
8 м³/час необходимо иметь диаметр газового сопла $d_2 = 4,8$ мм,
а диаметр сопел для выхода горючей смеси в туннель
 $d_{н2} = 8,5$ мм.

Дальнейшее увеличение производительности данной горел-
ки при тех же размерах керамики ограничивается её огне-
упорностью.

При работе данной горелки с принудительной подачей газа
и воздуха целесообразно всё избыточное давление, необходи-
мое для преодоления сопротивлений от пережима диффузора
(смесителя) до выхода в туннель, получать за счёт сжатия
смеси в диффузоре. В этом случае в узком месте диффузора
получается давление, равное давлению в печи, т. е. атмо-
сферное давление. В некоторых случаях в пережиме диффу-
зора целесообразно получить разрежение, т. е. давление ниже
атмосферного. Указанные обстоятельства позволяют наиболее
полно использовать для истечения газа всю разность давле-
ний между давлением в газопроводе перед газовым соплом и
давлением в узком месте диффузора ($P_2 - P_{уз.д}$). Это же позво-
ляет получить минимальный диаметр газового сопла, а следо-
вательно, и меньшую длину пути смешения, что делает го-
релку более компактной и улучшает её работу.

Исходя из вышеизложенного, размеры диффузора смеси-
теля остаются такими же, как и для инжекционной горелки,
т. е. $D_4 = 27$ мм при $w_4 = 21$ м/сек. При данных условиях

всё избыточное давление газа $P_2 = 70$ мм вод. ст. возможно перевести в скоростной напор, т. е.

$$w_2 = \varphi \sqrt{\frac{2gP_2}{\gamma_2}} = 0,85 \sqrt{\frac{19,62 \cdot 70}{0,73}} = 37 \text{ м/сек},$$

откуда

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{3600 \cdot 37,0 \cdot 0,785}} = 6,2 \text{ мм.}$$

Необходимую скорость воздуха при встрече с газом определяем по формуле

$$w_8 G_8 = G_{см} w_{см} - w_2 G_2,$$

где $G_8 = 12,93 \text{ кг}; G_2 = 0,73 \text{ кг}; G_{см} = 13,66 \text{ кг};$

$$w_2 = 37 \text{ м/сек}; w_{см} = 21 \text{ м/сек}.$$

Подставляя числовые величины, получим

$$12,93 w_8 = 21 \cdot 13,66 - 37 \cdot 0,73,$$

откуда

$$w_8 = \frac{21 \cdot 13,66 - 37 \cdot 0,73}{12,93} = 20 \text{ м/сек}.$$

Учитывая сопротивления в смесителе и резерв для увеличения производительности, принимаем $w_8 = 20 \cdot 1,25 = 25 \text{ м/сек}.$

При низком давлении газа условия смешения газа с воздухом ухудшаются вследствие большего диаметра газового сопла, но, с другой стороны, это частично компенсируется большей жёсткостью воздушной струи и частичным использованием угла встречи газа с воздухом. Поэтому инжекционные бесфакельные горелки среднего давления газа более компактны, чем горелки с принудительной подачей газа и воздуха.

Сечение воздушного сопла при расчётной производительности горелки

$$F_8 = \frac{V_8}{w_8 \varphi} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^6}{3600 \cdot 25,0 \cdot 0,85} = 525 \text{ мм}^2,$$

где φ — скоростной коэффициент воздушного сопла равен 0,85;
 $4 \cdot 10 = 40 \text{ м}^3/\text{час}$ — количество воздуха.

При наружном диаметре газового сопла, равном $d_{нар} = 10 \text{ мм},$ диаметр воздушного сопла

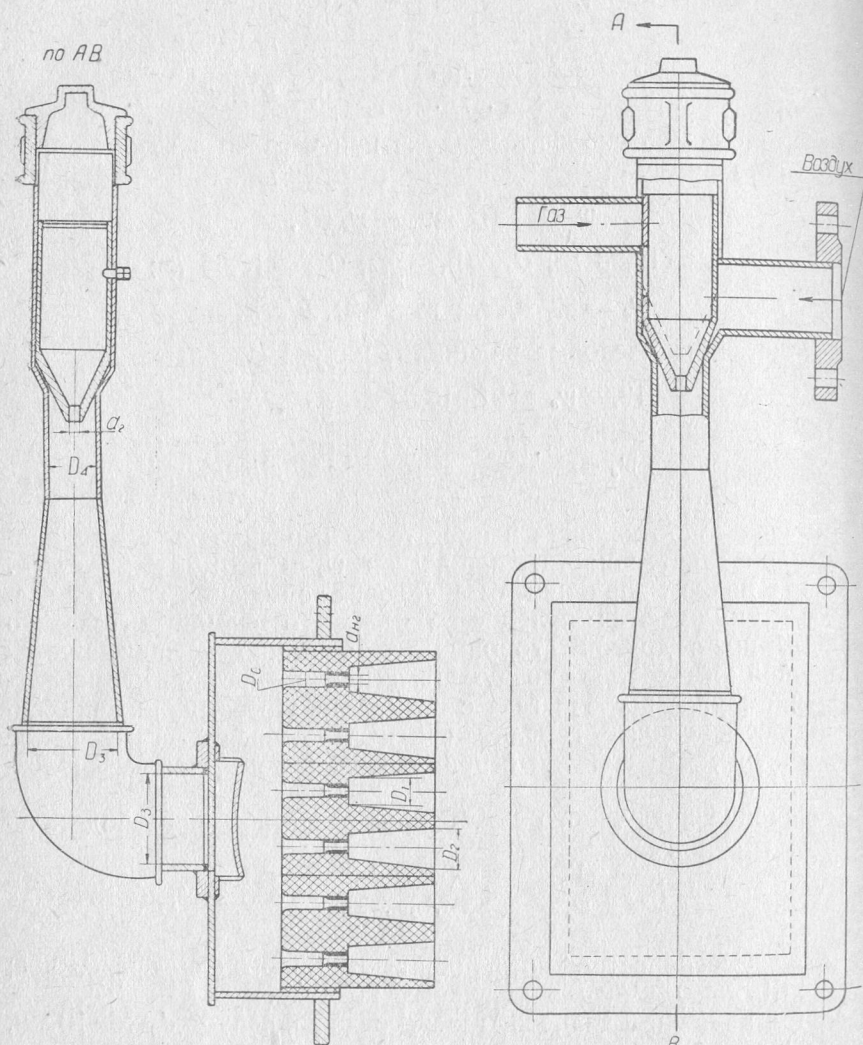
$$d_8 = \sqrt{\frac{525}{0,785} + 10^2} = 28 \text{ мм.}$$

Основные обозначения даны на фиг. 42.

По предложению автора для уменьшения производительности воздушное сопло делают регулируемым, сопряжённым с расходом газа.

Потребное давление воздуха перед соплом

$$P_в = \frac{w_в^2}{2g} \cdot \frac{\gamma_в}{\zeta^2} = \frac{25,0^2 \cdot 1,293}{19,62 \cdot 0,85^2} = 65 \text{ мм вод. ст.}$$



Фиг. 42. Панельная горелка конструкции М. В. Грошева при расчётной производительности.

Учитывая сопротивления при повороте воздуха в сопле на угол 90° и потери в подводящем воздухопроводе, принимаем давление воздуха

$$P_в = 100 \text{ мм вод. ст.}$$

При расчёте горелки данного типа на производительность 8 м³/час с принудительной подачей газа и воздуха получим

$$d_2 = 8,8 \text{ мм}; d_8 = 36 \text{ мм}; D_4 = 39 \text{ мм}$$

$$\text{при } D_3 = 75 \text{ мм и } d_{нз} = 8,5 \text{ мм.}$$

ИСПЫТАНИЕ РАБОТЫ БЕСФАКЕЛЬНЫХ ГОРЕЛОК

В настоящем разделе приводятся результаты проведённых в Институте теплоэнергетики АН УССР и в Киевском политехническом институте испытаний нескольких типов бесфакельных горелок, а именно:

- 1) туннельная горелка с огнеупорной многоканальной насадкой (панельного типа);
- 2) с пористой огнеупорной насадкой (диафрагмой);
- 3) туннельная горелка со щелевидными соплами*;
- 4) инжекционная горелка типа ЛАЗ;
- 5) многосопельная горелка системы М. В. Грошева.

Исследования горелок проводились на сжиженном (пропан-бутановом) и природном (дашавском) газах.

Целью исследования являлось определение теплотехнических показателей работы горелок: а) теплопроизводительности; б) необходимого давления газа и воздуха; в) равномерности горения на поверхности радиации; г) температуры поверхности радиации; д) устойчивости горения; е) полноты горения.

ГОРЕЛКИ С ОГНЕУПОРНОЙ МНОГОКАНАЛЬНОЙ НАСАДКОЙ

Горелка состоит из следующих основных частей (фиг. 21): смесителя 1, распределительной чугунной коробки 2 и керамической насадки 3.

Смеситель обеспечивает хорошее перемешивание газа с воздухом. По типу подвода воздуха и газа — горелка двухпроводная, с подсосом газа воздухом. Воздух подаётся в смеситель 1 через сопло 5, а газ через нипель 6.

Для равномерного распределения газозвоздушной смеси по всей поверхности огнеупорной насадки в распределительной коробке 2 установлен отражатель 4.

Огнеупорная насадка 3 выполнена из пяти прямоугольных керамических секций с цилиндрическими каналами. Стыки между секциями и стыки насадки с распределительной коробкой уплотнены огнеупорной замазкой.

Всего в насадке 75 каналов. В каналы огнеупорной насадки вставлены бронзовые калиброванные сопла.

Химический состав огнеупорной насадки следующий: SiO₂ 48,64%; R₂O₃ 50,50% (главным образом Al₂O₃); CaO 0,4%; MgO 0,25%; RO 0,25%.

* Эта конструкция горелки предложена доктором технических наук проф. И. Т. Швец.

ГОРЕЛКИ, РАБОТАЮЩИЕ НА СЖИЖЕННОМ (ПРОПАН-БУТАНОВОМ) ГАЗЕ

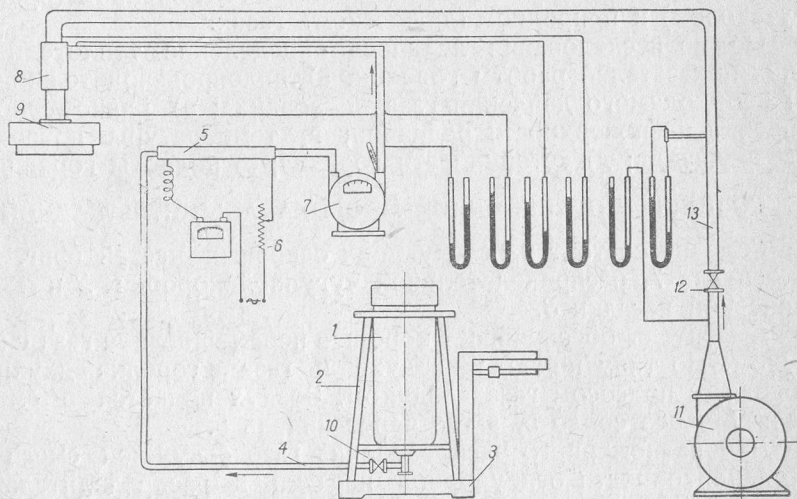
Схема установки изображена на фиг. 43.

При использовании сжиженного (пропан-бутанового) газа возможны два случая расходования газа: расход из газовой фазы и расход из жидкой фазы.

В случае расходования газа (точнее, смеси газов) из газовой фазы, состав и давление в баллоне в процессе расходования газа изменяются. Жидкая фаза постепенно обедняется более легколетучим компонентом (пропаном). Давление газа уменьшается.

В случае расходования сжиженного газа (смеси) из жидкой фазы состав газа (смеси) в баллоне не изменяется, и давление остаётся постоянным.

Поэтому в экспериментальной установке сжиженный газ расходовался из жидкой фазы. Для этого баллон 1 был установлен вентилем вниз на специальной подставке 2 (фиг. 43).



Фиг. 43. Схема экспериментальной установки для исследования горелок на сжиженном газе.

Баллон устанавливался на весах 3. Жидкий газ из баллона 1 по газопроводу 4 поступал в испаритель 5 с электрообогревом. Подогрев газа в электроиспарителе регулировался реостатом 6.

Из испарителя 5 газ, пройдя газовый счётчик 7, поступал в смеситель 8 газовой горелки 9. Поступление газа к горелке регулировалось редукционным вентилем 10.

Воздух к горелке подавался вентилятором 11 по воздухопроводу 13. Расход воздуха регулировался краном 12.

Горелка была помещена в железный короб (длина короба 350 мм), изолированный асбестовым шнуром. Короб с изоляцией был применён для того, чтобы условия опыта приблизить к реальным условиям работы горелки в топочном пространстве.

Работа горелки исследовалась при различных расходах газа и воздуха, допустимых для сохранения бесфакельного процесса горения.

Во время опытов измерялось: давление газа после газового счётчика и перед смесителем; давление воздуха перед смесителем; давление газоз воздушной смеси после смесителя; температура газа после газового счётчика; температура излучающей поверхности огнеупорной насадки горелки и другие величины.

Совершенство процесса горения оценивалось по анализу дымовых газов. Последний производился при помощи газоанализатора системы ВТИ (Всесоюзного теплотехнического института). Пробы дымовых газов для анализа отбирались газозаборной трубкой, охлаждаемой водой. Такой способ отбора проб дымовых газов обеспечивал отсутствие догорания несгоревших газов в трубке.

Опытами выяснено, что устойчивый бесфакельный процесс горения достигается при температуре излучающей поверхности огнеупорного материала не ниже 1000°C.

Разжиг горелки длится примерно 10 мин. Газ в горелке при разжиге горит с пламенем (наблюдается короткофакельное горение). При разогреве излучающей поверхности насадки до температуры 1000°C процесс горения протекает на поверхности раскалённого огнеупора бесфакельно. При этом достаточно поддерживать избыток воздуха, примерно $\alpha_0 = 1,1$. Поэтому показатели, при которых горелка работает с температурой излучающей поверхности огнеупора, равной 1000°C, можно считать режимом минимальной теплопроизводительности. Эти показатели следующие: 1) расход газа 2,85 кг/час (1,15 м³/час); 2) теплопроизводительность (округлённо) 34000 ккал/час; 3) давление газа перед смесителем 50 — 60 мм вод. ст.; 4) давление воздуха перед смесителем 85 — 95 мм вод. ст.

С увеличением расхода газа и, соответственно, расхода воздуха увеличивается теплопроизводительность горелки и температура излучающей поверхности огнеупорной насадки горелки. Увеличение теплопроизводительности ограничивается, главным образом, температурой, которую может выдерживать материал огнеупорной насадки.

Максимальная теплопроизводительность горелки во время опытов равнялась округлённо 46000 ккал/час и была получена при следующих показателях: 1) расход газа 3,93 кг/час (1,58 м³/час); 2) давление газа перед смесителем 85 — 95 мм вод. ст.; 3) давление воздуха перед смесителем 135 — 145 мм вод. ст.; 4) температура излучающей поверхности 1250°C.

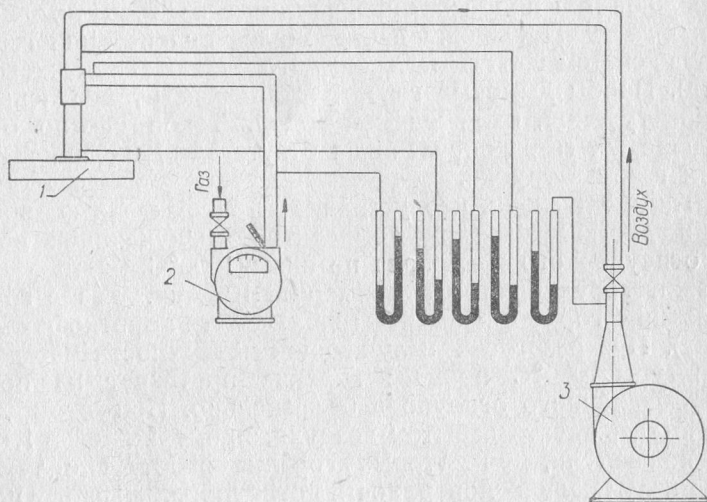
Важно обратить внимание на то, что газ сгорал практически полностью при малых коэффициентах избытка воздуха.

Окиси углерода в дымовых газах газоанализатором ВТИ не обнаруживалось. Минимальный избыток воздуха, при котором горелка работала нормально, равнялся $\alpha_v = 1,08$.

После окончания испытаний огнеупорная насадка была осмотрена, причём в результате работы никаких изменений не обнаружено.

ГОРЕЛКИ, РАБОТАЮЩИЕ НА ПРИРОДНОМ (ДАШАВСКОМ) ГАЗЕ

Испытание было проведено на установке, схема которой приведена на фиг. 44.



Фиг. 44. Схема экспериментальной установки для исследования горелок на природном газе.

Схема установки при испытании многоканальной горелки на природном (дашавском) газе несколько отличалась от схемы для испытания горелки на сжиженном (пропан-бутановом) газе. Газ из газовой магистрали поступал к горелке 1 через газовый счётчик 2. Воздух к смесителю горелки подавался вентилятором 3. Во время опытов с горелкой на природном газе измерялись те же величины, что и в случае опытов на сжиженном газе. Горелка, как и в предыдущем случае, была помещена в железный короб, изолированный асбестом. Минимальная теплопроизводительность горелки равнялась округлённо 24000 ккал/час и была получена при следующих показателях: 1) расход газа 2,8 м³/час; 2) температура поверхности радиации огнеупорной насадки 1000°С; 3) давление газа перед смесителем горелки 43 мм вод. ст.; 4) давление воздуха перед смесителем горелки 60 мм вод. ст.

Максимальная теплопроводность горелки на дашавском газе равнялась округлённо 43000 ккал/час и была получена при следующих показателях: 1) расход газа 5 м³/час; 2) давление газа перед смесителем 90 мм вод. ст.; 3) давление воздуха перед смесителем 175 мм вод. ст.; 4) температура радиационной поверхности 1340°C.

Минимальный коэффициент избытка воздуха $\alpha_v = 1,04$. Процесс горения заканчивался полностью у радиационной поверхности горелки, что подтверждалось отсутствием СО в отходящих газах. После окончания испытаний горелки огнеупорная насадка была осмотрена, причём никаких изменений обнаружено не было.

ГОРЕЛКА С ПОРИСТОЙ НАСАДКОЙ (ДИАФРАГМОЙ)

Горелка (фиг. 19) состоит из следующих основных частей: смесителя 1, чугунной квадратной распределительной коробки 2 и пористой огнеупорной насадки 3. Смеситель горелки представляет собой цилиндрическую трубу со вставленным в неё воздушным соплом 4. Газ к смесителю подводится через нипель 5. Насадка составлена из двух плит пористого огнеупора, скреплённых огнеупорным швом. Радиационная поверхность насадки выполнена рифлёной. Площадь радиационной поверхности горелки $F = 0,16 \text{ м}^2$.

Химический состав огнеупорного материала пористой насадки следующий: SiO₂ 64,46%; R₂O₃ 32,90% (главным образом Al₂O₃); CaO 0,20%; MgO 0,10%; R₂O 2,34%.

Исследования работы горелки на сжиженном и природном газе проводились на тех же экспериментальных стендах, что и исследование работы горелки с многоканальной насадкой.

Исследование работы горелки на сжиженном (пропан-бутановом) газе. Схема установки приведена на фиг. 43. Горелка испытывалась в подвешенном состоянии и была облучена радиационной поверхностью книзу. Горелка работала непосредственно в помещении. Разжиг горелки занимал всего 1—2 мин., после чего горелка начинала работать бесфакельно.

Минимальная теплопроизводительность, при которой нагрев огнеупорной диафрагмы обеспечивал бесфакельный процесс горения, равнялась округлённо 41000 ккал/час. Она достигалась при следующих показателях: 1) расход газа 3,44 кг/час (1,37 м³/час); 2) давление воздуха перед смесителем 51—57 мм вод. ст.; 3) разрежение в месте подвода газа к смесителю 7—8 мм вод. ст.

Радиационная поверхность была накалиена неравномерно до температуры 920—950°C.

Оптимальными условиями работы данной горелки следует считать следующие: 1) расход газа 3,93 кг/час (1,57 м³/час); 2) теплопроизводительность округлённо равна 46000 ккал/час; 3) давление воздуха перед смесителем 55—59 мм вод. ст.;

4) разрежение в месте подвода газа к смесителю равно 8—9 мм вод. ст.; 5) температура радиационной поверхности насадки 950°C.

Процесс горения был устойчивым и полностью закончился в наружном слое диафрагмы. Из анализа дымовых газов установлено, что содержание СО в дымовых газах ничтожное.

Исследование работы горелки на природном (дашавском) газе. Схема экспериментальной установки приведена на рис. 44.

На природном газе минимальная теплопроизводительность равнялась 34000 ккал/час и была получена при следующих показателях режима работы: 1) расход газа 3,56 м³/час; 2) давление газа 4 мм вод. ст.; 3) давление воздуха 44 мм вод. ст.; 4) температура радиационной поверхности 880°C.

Горелка работала устойчиво при практически полном сгорании газа.

Оптимальная теплопроизводительность горелки равнялась 43000 ккал/час. Она была получена при следующих показателях: 1) расход газа 5 м³/час; 2) давление газа перед смесителем 11 мм вод. ст.; 3) давление воздуха перед смесителем 65 мм вод. ст.; 4) температура радиационной поверхности горелки 950—1000°C.

Минимальный избыток воздуха при устойчивом горении $\alpha_g = 1,09$.

При этом наблюдалось практически полное сгорание газа, СО в отходящих газах не обнаруживалось.

БЕСФАКЕЛЬНЫЕ ГОРЕЛКИ

Испытывалась работа двух горелок с огнеупорными насадками, с шахматным и корридорным расположением туннелей. Различие между горелками заключалось, главным образом, в конструкции огнеупорной (шамотной) насадки. Целью исследования работы горелок было установление следующих характеристик горелок: а) теплопроизводительности; б) равномерности горения на поверхности радиации насадки; в) температуры поверхности радиации; г) полноты горения; д) давления газа и воздуха перед смесителем; е) расхода газа и воздуха.

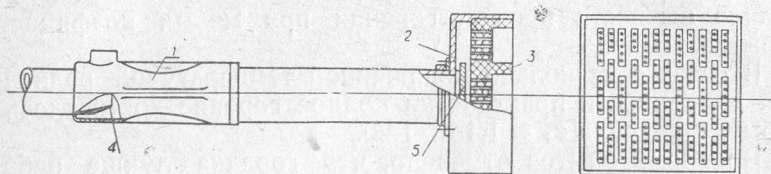
Испытание работы горелок проводилось на сжиженном (пропан-бутановом) газе*.

Горелка со щелевидной формой и шахматным расположением каналов (фиг. 45) состоит из смесителя 1, распределительной коробки 2 и огнеупорной насадки 3. В смесителе 1 установлено воздушное сопло 4. По методу подвода воздуха и газа горелка двухпроводная с подсосом газа воздухом. В распределительной коробке 2 установлен отбойный щиток 5 для равномерного распределения газозоудушной

* Испытания проводили Н. В. Зозуля, А. С. Чавдаров и Н. Н. Шельменко в Институте теплоэнергетики АН УССР под руководством проф. докт. техн. наук И. Т. Швеца.

смеси по всей поверхности огнеупорной насадки. Габаритные размеры огнеупорной насадки приведены на фиг. 45.

Газовоздушная смесь из смесителя поступает в распределительную коробку 2. Отсюда смесь по цилиндрическим каналам диаметром 2 мм поступает в прямоугольные каналы шамотной насадки. Прямоугольные каналы насадки имеют ширину 6 мм и глубину 25 мм. Длина каналов различная. Часть каналов имеет длину 30 мм, а часть длину 45 мм.



Фиг. 45. Горелка со щелевидными соплами:

1 — смеситель; 2 — коробка; 3 — насадка; 4 — воздушное сопло; 5 — щиток.

К каждому прямоугольному каналу длиной 45 мм подходят пять каналов диаметром 2 мм, и к каждому каналу длиной 30 мм подходят три канала диаметром 2 мм. Насадка вставлена в распределительную коробку. Стыки насадки с распределительной коробкой уплотнены огнеупорной замазкой.

Горелка с корридорным расположением туннелей отличается от предыдущей конструкции. В насадке изменены расположение и количество каналов, а также геометрические размеры насадки. Каналы расположены в три ряда. Размеры прямоугольных каналов: ширина 6 мм, длина 45 мм и глубина 25 мм. К каждому прямоугольному каналу газовой смеси подводится пятью цилиндрическими каналами диаметром 2 мм.

РАБОТА ГОРЕЛОК НА СЖИЖЕННОМ ГАЗЕ

Схема экспериментальной установки аналогична представленной на фиг. 43.

Вначале было проведено исследование работы горелки с шахматным расположением каналов на сжиженном (пропан-бутановом) газе. Горелка была установлена на металлической плите. Для приближения опыта к эксплуатационным условиям работы (когда горелка работает в топочном пространстве) горелка была помещена в короб из листового железа, изолированный асбестом.

В результате опытов установлено, что время разжига горелки до получения бесфакельного горения длится около 20 мин. Опыты позволили установить оптимальную работу горелки, которая характеризуется следующими показателями: 1) расход газа 3,05 кг/час (1,24 м³/час); 2) давление газа перед смесите-

лем $55 \div 60$ мм вод. ст.; 3) давление воздуха перед смесителем $103 \div 108$ мм вод. ст.; 4) теплопроизводительность округленно 33000 ккал/час; 5) температура радиационной поверхности (средняя) 1180°C .

Бесфакельный процесс горения устойчив, накал радиационной поверхности равномерен. Ввиду ограниченной производительности вентилятора во время опытов не представилось возможным увеличить расход газа для повышения температуры радиационной поверхности насадки до $1250 \div 1300^{\circ}\text{C}$. Это позволило бы вести процесс горения при малых коэффициентах избытка воздуха.

В связи с несколько пониженной температурой радиационной поверхности практически полное горение достигалось при избытке воздуха $\alpha_s = 1,15 \div 1,20$.

Во время опытов отмечено, что горелка лучше работает при вертикальном расположении прямоугольных каналов огнеупорной насадки, чем при горизонтальном. При вертикальном расположении каналов радиационная поверхность накалилась более равномерно.

РАБОТА ГОРЕЛОК С РАСПОЛОЖЕНИЕМ КАНАЛОВ В РЯД НА СЖИЖЕННОМ (ПРОПАН-БУТАНОВОМ) ГАЗЕ

Исследование проводилось на том же стенде и по той же методике, что и исследование предыдущей горелки.

Оптимальная работа горелки при бесфакельном процессе горения характеризуется следующими показателями: 1) расход газа 3,2 кг/час ($1,28 \text{ м}^3/\text{час}$); 2) теплопроизводительность 35000 ккал/час; 3) давление газа перед смесителем $35 \div 40$ мм вод. ст.; 4) давление воздуха перед смесителем $70 \div 80$ мм вод. ст.; 5) температура радиационной поверхности около 1200°C . Период разжига горелки составляет примерно 20 мин. В период разжига горение короткофакельное.

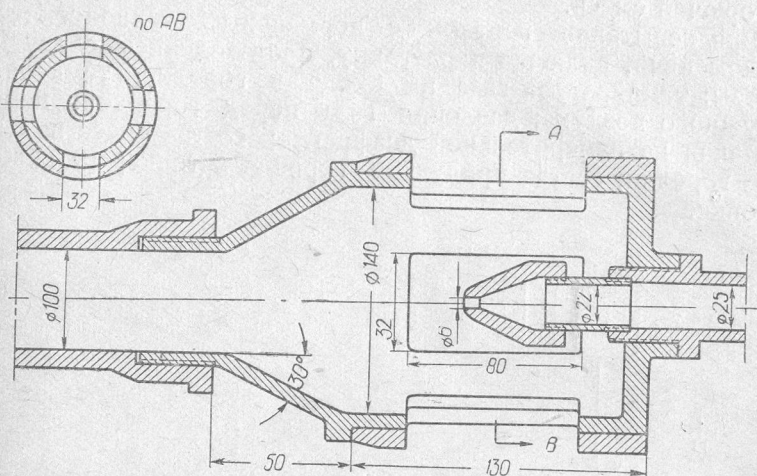
Температуру радиационной поверхности горелки желательно поддерживать в пределах $1250 \div 1300^{\circ}\text{C}$, так как при этом возможно практически полное сжигание газа при малом избытке воздуха.

ИСПЫТАНИЕ РАБОТЫ ГОРЕЛОК ЛАЗ*

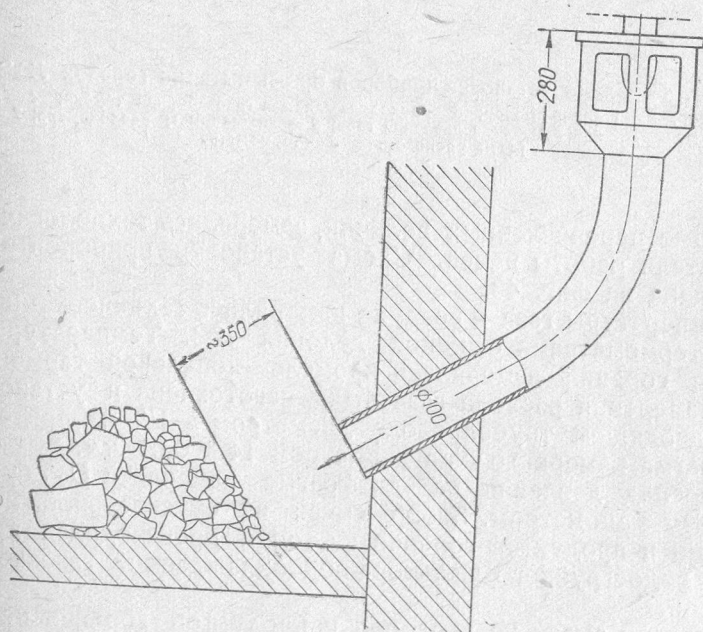
Газовые горелки типа ЛАЗ применяются для установки в топках паровых котлов и печей. Исследуемые горелки ЛАЗ-3 и ЛАЗ-2 без щелевых сопел были установлены в топках хлебопекарных печей, в нижней их части, с левой и правой стороны так, что ось устья горелки направлена под углом в 45° к поду и к продольной оси печи.

Схема конструкции смесителя горелки ЛАЗ-2 изображена на фиг. 46, а на фиг. 47 — схема установки горелки ЛАЗ-3

* Исследование произведено автором при участии инж. А. П. Клименко.



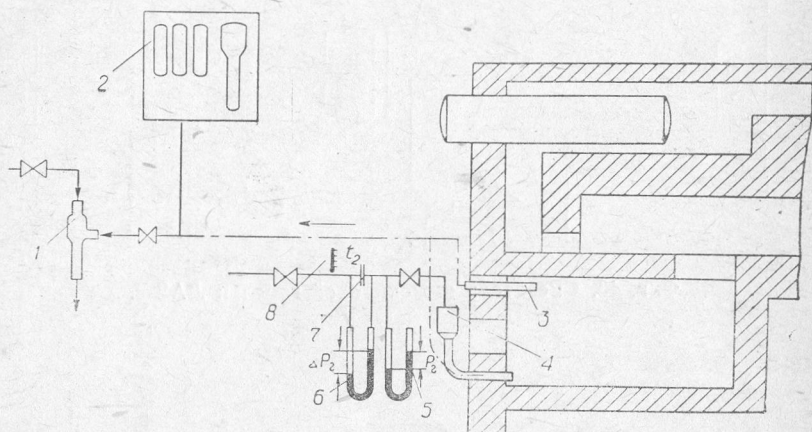
Фиг. 46. Смеситель инжекционной горелки ЛАЗ-2.



Фиг. 47. Установка инжекционной горелки ЛАЗ-3.

в печи. Перед устьем горелки выложена постель из кусков шамотного кирпича для обеспечения хороших условий прогрева горючей смеси.

При испытании горелок с нормальным технологическим циклом печи, включая и растопку, производились следующие замеры: температура газа на входе в горелку; температура наружного воздуха; давления газа перед горелкой; перепад давления на измерительной диафрагме; состав смеси в смесителе горелки; состав продуктов горения в топке; разрежение в топке.



Фиг. 48. Схема установки приборов при испытании горелок ЛАЗ:

1 — эжектор; 2 — газоанализатор; 3 — водоохлаждаемая газозаборная трубка; 4 — горелка ЛАЗ; 5 — манометр для измерения давления газа; 6 — дифманометр расходомера; 7 — диафрагма расходомера; 8 — термометр.

Кроме перечисленных величин, замерялись технологические показатели работы печей. Схема установки приборов в печи приведена на фиг. 48.

Температуры газа и воздуха измерялись техническими ртутными термометрами с ценой деления 1°C . Температура продуктов горения измерялась хромель—копелевой термопарой. Для измерения расхода газа была изготовлена и установлена на подводящем трубопроводе диаметром в 1" измерительная диафрагма камерного типа диаметром $14 \pm 0,01$ мм.

Перепад давления на диафрагме замерялся U-образным водяным манометром. Забор смеси из смесительной камеры горелки и продуктов горения из топки производился при помощи водоструйного эжектора водоохлаждаемой газозаборной трубкой.

Анализ смеси на кислород и продуктов горения на углекислоту производились аппаратом Орса.

Результаты испытаний приведены в табл. 4.

Таблица 4

Результаты испытания горелки ЛАЗ-3

Наименование горелки и обозначение величин	Время в час. и мин.									
	12 ⁰⁰	12 ²⁰	12 ⁴⁰	13 ⁰⁰	13 ²⁰	13 ⁴⁰	14 ⁰⁰	14 ²⁰	14 ⁴⁰	15 ⁰⁰
Давление газа P_2 в мм рт. ст.: ¹										
левая горелка	—	130	132	136	122	127	120	130	135	136
правая горелка	49	—	133	136	121	126	120	132	136	136
Температура газа t_2 в °C	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
Перепад на манометре ΔP_2 в мм вод. ст.:										
левая горелка	35	102	97	105	94	98	90	101	105	105
правая горелка	33	90	100	105	92	100	80	100	104	102
Разрежение в топке Δh_f в мм вод. ст.	3,1	2,7	2,7	2,5	2,5	1,25	1,25	1	1	1
Состав смеси кислорода O_2 в %:										
левая горелка	17,6		17,8	—	17,8	—	—	—	—	—
правая горелка	17,2		18,0	—	18,0	—	—	—	18,0	—
Состав продуктов горения в топке в %:										
CO ₂		6,3	—	6,8	6,8	8,2	7,2	7,9	7,8	7,9
O ₂		10,2	—	10,0	10,1	7,6	8,9	9,0	9,0	9,3
CO		—	—	—	—	—	—	—	—	—
Расход газа V_2 в м ³ /час:										
левая горелка	10,85	18,5	18,1	18,8	17,8	18,2	17,45	18,4	18,8	18,3
правая горелка	10,55	17,45	18,37	18,8	17,65	18,37	16,45	18,37	18,8	18,5
Открытие щели регистров в мм:										
левая горелка			18		18	18	24	24	24	24
правая горелка	8		21		21	21	21	21	21	24
Коэффициент избытка воздуха α		1,94	1,9	1,9	1,91	1,56	1,73	1,75	1,75	1,79

Анализ инжекционной способности горелки ЛАЗ-3. С целью выяснения причин неудовлетворительной работы горелок ЛАЗ был проведён анализ работы горелок на основании результатов испытания. Максимальная производительность одной горелки по данным испытаний составляет 18,8 м³/час.

Расход газа, измеряемый при помощи камерной диафрагмы, определялся по уравнению

$$V_2 = \alpha \varepsilon F_0 \sqrt{\frac{2g}{\gamma_2} \Delta P} \text{ м}^3/\text{сек.}$$

При диаметре диафрагмы $d = 14 \text{ мм}$ и диаметре трубопровода

$$D = 25,4 \text{ мм}; \quad \frac{d}{D} = 0,55; \quad \alpha = 0,636; \quad \varepsilon = 0,995;$$

$$F_0 = 1,538 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2; \quad \gamma_2 = 0,680 \text{ и } V_2 = 1,837 \sqrt{\Delta P}.$$

Диаметр газового сопла равен 6 мм . Действительная скорость истечения газа равна

$$w_2 = \frac{V_2}{3,6} \frac{10^6}{10^3 \cdot 0,785 d_2^2} = 185,0 \text{ м/сек.}$$

Теоретическая скорость истечения газа (без учёта затрат на изменение удельного веса газа)

$$w_m = \sqrt{2g \frac{\Delta P}{\gamma_2}} = \sqrt{19,62 \frac{136 \cdot 13,6}{0,68}} = 232 \text{ м/сек.},$$

где ΔP — давление газа взято из табл. 4 и равно 136 мм рт. ст.
Скоростной коэффициент газового сопла

$$\varphi = \frac{w_2}{w_m} = \frac{185}{232} = 0,80.$$

Кинетическая энергия струи газа на выходе

$$E_2 = V_2 \dot{h}_g = V_2 \frac{w_2^2}{2g} \gamma_2 = \frac{18,8 \cdot 185^2 \cdot 0,68}{19,62} = 21900 \text{ кг/час.}$$

Энергия тяги дымовой трубы при разрежении в топке $(\Delta h)_m = 1 \text{ кг/м}^2$

$$E_{тяг} = (\Delta h)_m V_{см} = 1 \cdot 126,8 = 126,8 \text{ кгм/час.},$$

где $V_{см} = 126,8 \text{ м}^3/\text{час}$ — объём газозвоздушной смеси.

Суммарный приход энергии

$$\Sigma E_{пр} = E_2 + E_{тяг} = (21,9 + 0,1268) \cdot 10^3 = 22026,8 \text{ кгм/час.}$$

Сечение регистра определяется по формуле

$$F_p = 4 b s = 4 \cdot 8 \cdot 21 \cdot 10^{-6} = 6,7 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2.$$

По данным испытания горелка не обеспечивает инъекции воздуха, так как при полном теоретическом подсосе воздуха, содержание кислорода в смеси должно быть 19% , фактически же содержание кислорода составляло по замерам $18,0\%$; следовательно,

$$\alpha_0 = \frac{18}{200 - 9,52 \cdot 18} = 0,63.$$

Количество воздуха, подсасываемого через регистры

$$V_{\text{в}} = V_2 \cdot 9,54 \cdot \alpha_{\text{в}} = 18,8 \cdot 9,54 \cdot 0,63 = 113 \text{ м}^3/\text{час.}$$

Скорость воздуха в регистрах

$$w_{\text{в}} = \frac{V_{\text{в}}}{3,6 \cdot 10^3 F_p} = \frac{113}{3,6 \cdot 10^3 \cdot 6,7 \cdot 10^{-3}} = 4,7 \text{ м/сек.}$$

Скорость смеси в смесителе

$$w_{\text{см}} = \frac{V_2 + V_{\text{в}}}{3,6 \cdot 10^3 \cdot F_{\text{см}}} = \frac{(18,8 + 113) \cdot 10^6}{3,6 \cdot 10^3 \cdot 75^2 \cdot 0,785} = 8,5 \text{ м/сек.}$$

Суммарная потеря энергии по участкам газогорелочной системы.

1. Потеря энергии на подсос воздуха из атмосферы

$$E_1 = k \frac{w_{\text{в}}^2}{2g} V_{\text{в}} \gamma_{\text{в}} = 1,2 \frac{4,7^2}{19,62} \cdot 113 \cdot 1,28 = 195 \text{ кгм/час.}$$

2. Потеря на удар при встрече газа с воздухом

$$E_2 = \frac{G_z \cdot G_{\text{в}}}{G_z + G_{\text{в}}} \frac{(w_z - w_{\text{в}})^2}{2g}$$

принимаям $w_{\text{в}} = 0$, так как первоначальный напор воздуха теряется при повороте, тогда

$$E_2 = \frac{V_z \gamma_z \cdot V_{\text{в}} \gamma_{\text{в}}}{(V_z \gamma_z + V_{\text{в}} \gamma_{\text{в}})} \frac{w_z^2}{2g} = \frac{18,8 \cdot 0,68 \cdot 113 \cdot 1,28}{(18,8 \cdot 0,68 + 113 \cdot 1,28)} \cdot \frac{185^2}{19,62} = 20600 \text{ кгм/час.}$$

3. Потеря на трение в смесителе при

$$\frac{L_{\text{см}}}{d_{\text{см}}} = 10; \quad \lambda = 0,03; \quad \gamma_{\text{см}} = 1,20 \text{ кг/м}^3; \quad G_{\text{см}} = 157,8 \text{ кг/час}$$

$$E_3 = \lambda \frac{w_{\text{см}}^2}{2g} \frac{L_{\text{см}}}{d_{\text{см}}} G_{\text{см}} = 0,03 \cdot \frac{8,5^2}{19,62} \cdot 10 \cdot 157,8 = 176 \text{ кгм/час.}$$

4. Потеря энергии на повороте в 90° при плавном закруглении $\frac{R}{D} = 6$ и $k = 0,4$

$$E_4 = k \cdot G_{\text{см}} \frac{w_{\text{см}}^2}{2g} = 0,4 \frac{157,8 \cdot 8,5^2}{19,62} = 234 \text{ кгм/час.}$$

5. Расход энергии на создание выходной скорости горючей смеси при входе в топку

$$E_5 = \frac{G_{\text{см}}}{2g} w_{\text{см}}^2 (1 + \alpha t) = \frac{157,8 \cdot 8,5^2}{19,62} 1,1 = 644 \text{ кгм/час.}$$

Сумма потерь

$$\Sigma E_{рас} = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5 = 195 + 20600 + 176 + 234 + 644 = 21849 \text{ кгм/час.}$$

Несовпадение баланса энергии

$$\Sigma E_{пр} - \Sigma E_{рас} = 22026,8 - 21849 = 177,8 \text{ кгм/час, что составляет } 0,8\%.$$

Приведённые выше данные испытаний и расчётный анализ инжекционной способности горелки ЛАЗ-3, а также испытания горелок ЛАЗ, проведённые на других печах и на вертикальном паровом котле Шухова, дают возможность сделать ниже следующие заключения.

Существующая конструкция и размеры инжектора, смесителя и выходного сопла для горючей смеси не позволяют подсосать нужное количество воздуха. Стремление увеличить подсос воздуха путём большего открытия воздушных регистров приводит к появлению хлопков. Плохая герметичность печи приводит к чрезмерно большим избыткам воздуха ($\alpha_s = 1,7 \div 1,9$).

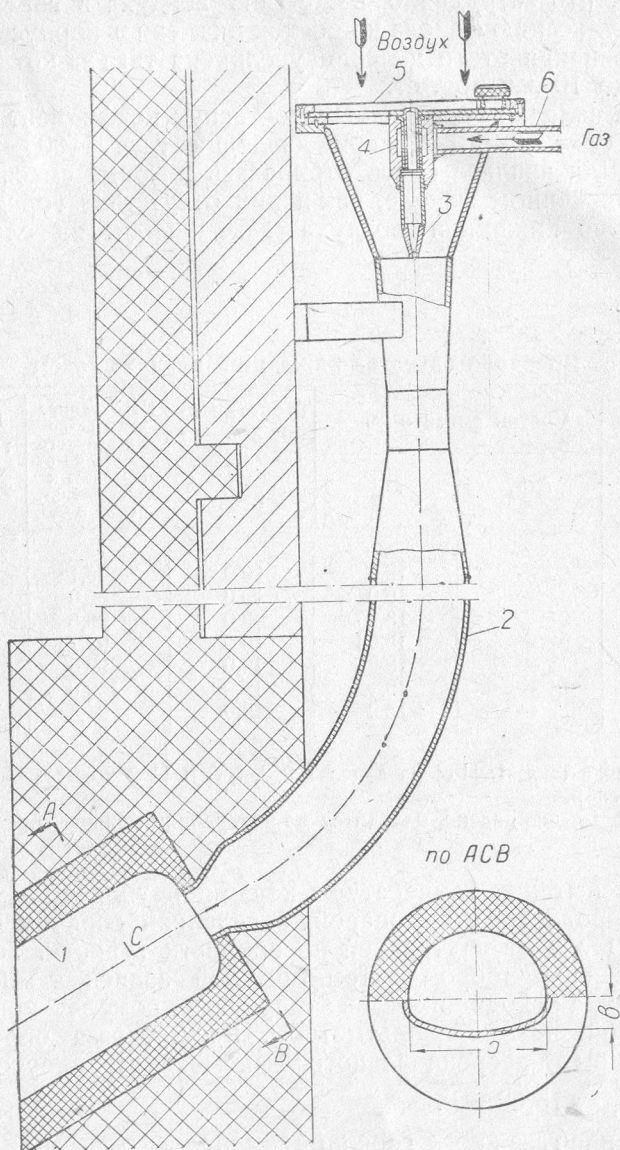
Для улучшения работы горелки ЛАЗ-3 и осуществления бесфакельного сжигания газа в горелке было намечено: изменить конструкцию смесителя с целью увеличения коэффициента инжекции; изменить размеры и форму сопла горючей смеси для предотвращения проскока пламени, а также форму камеры воспламенения с целью улучшения сгорания и равномерности нагрева топki. Эти мероприятия были реализованы в виде конструкции горелки, изображённой на фиг. 49.

МНОГОСОПЕЛЬНЫЕ ГОРЕЛКИ (фиг. 31)

Испытание многосопельной горелки системы М. В. Грошева (фиг. 32) производилось на локомобильном котле с поверхностью нагрева $19,5 \text{ м}^2$. Горелка изготовлена по чертежам конторы „Киевгазпроект“ заводом „Газприбор“ (металлический корпус) и Экспериментальным керамическим заводом.

Качество изготовления горелки неудовлетворительное; керамика не соответствовала чертежу, так как отверстия не центрировали с газовыми соплами корпуса. Поэтому перед сборкой горелки отверстия первого керамического блока пришлось пересверливать и подмазывать под расчётный диаметр. Кроме того, необходимо было 10 шт. сопел изгибать в корпусе горелки для центрирования с керамикой. Отверстия в керамике, служащие смесителями, оказались искривленными и с вмятинами. Для приведения горелки в состояние, пригодное для испытания, потребовалась четырёхкратная установка на котёл с последующей разборкой для подгонки.

Монтаж горелки был осуществлён у выносной топki локомобильного котла, так как корпус горелки был в два раза больше, чем топочное отверстие локомотива. От горелки



Фиг. 49. Прямоточная инжекционная горелка конструкции М. В. Грошева и А. П. Клименко:

1 — набивной туннель; 2 — смеситель; 3 — газовое сопло; 4 — сопряжённый клапан; 5 — воздушный регистр; 6 — трубопровод для подачи газа.

к топочному отверстию устроен спускающийся пережим, в результате чего перед горелкой создавалось положительное давление, что затрудняло инжекцию воздуха в горелку, создавало пульсацию факела и проскок пламени в корпус горелки. Для устранения этого явления увеличена тяга за котлом локомотива до 10 мм вод. ст.

После наладки горелки был достигнут коэффициент избытка воздуха $\alpha_g = 1,02 \div 1,07$ при давлении газа 1500—1800 мм вод. ст. Для анализа смесь отбиралась в конце смесителя как при подожжённом факеле, так и при отсутствии горения.

Качество инжекции воздуха газом видно из следующей табл. 5.

Таблица 5

Проверка качества инжекции воздуха газом

Номера сопел	Состав смеси в %		Теоретическое количество кислорода в смеси в %	Необходимое количество подсосанного воздуха по отношению к действительному в %	Давление газа перед соплом в мм вод. ст.
	CO ₂	O ₂			
1	—	19,0	19,0	100,1	1400
2	—	19,0	19,0	100,0	1400
3	—	18,95	19,0	99,5	1400
4	—	18,96	19,0	99,7	1400
5	—	18,95	19,0	99,5	1400
11	—	19	19,0	100,0	1450
16	—	18,9	19,0	94,5	1400

Примечания: 1. Номера сопел 1, 2, 3, 4, 5 и 11 находятся в наружном кольце горелки.

2. Сопло 16 искривлено, находится во внутреннем кольце горелки.

При испытании температуры керамики туннелей замерялись платино—родиевой термопарой, заделанной горячим спаем на глубину 1 мм от внутренней поверхности туннеля. Термопара оборудована прибором автоматической записи температуры. Температура отходящих газов замерялась хромель—копелевой термопарой и милливольтметром. Расход газа определялся посредством дифференциального манометра и плоской диафрагмы $\frac{d}{D} = 15/62$ мм.

Давление газа перед горелкой замерялось ртутным и пружинным манометрами. Температура газа после диафрагмы замерялась техническим термометром.

Анализ газа до горения, а также и продуктов горения за котлом производился газоанализатором Орса, а контрольные анализы производились газоанализатором ВТИ.

Результаты испытания приведены в следующей табл. 6.

Таблица 6

Данные, полученные при испытании бесфакельной горелки

Время замера в час. и мин.	Давление газа у горелки в мм вод. ст.	Температура газа у горелки в °С	Расход газа на горелку в м³/час	Температура отходящих газов за котлом в °С	Температура керамики туннелей в °С	Разрежение за котлом в мм вод. ст.	Анализ продуктов горения за котлом в %			Коэффициент избытка воздуха α_g
							CO₂	O₂	CO	
15—30	1400	37	24,8	170	750	6,0	—	—	—	—
16—00	1800	37	26,8	180	840	10,0	11,0	1,1	—	1,07
16—30	2000	38	27,2	185	960	10,0	11,3	0,8	—	1,04
17—00	2050	38	27,8	190	1100	11,0	11,2	0,9	—	0,95
17—30	2000	38	27,2	195	1300	10,0	11,4	0,6	—	1,03
18—00	2150	38	28,2	200	1320	11,0	11,3	0,8	—	1,04
18—30	2000	38	27,8	195	1340	11,0	11,4	0,6	—	1,03

Таблица 7

Данные, полученные при испытании пламенной горелки низкого давления ГНД-1

Время замера в час. и мин.	Давление газа у горелки в мм вод. ст.	Температура газа у горелки в °С	Расход газа на горелку в м³/час	Температура отходящих газов за котлом в °С	Разрежение за котлом в мм вод. ст.	Анализ продуктов горения за котлом в %			Коэффициент избытка воздуха α_g
						CO₂	O₂	CO	
16—00	25,0	47	37,2	310	2,5	9,0	3,6	0,4	—
18—00	25,0	42	41,7	290	8,0	8,0	0,8	1,0	—
18—15	35,0	42	42,3	378	9,6	9,5	4,0	0,0	1,23
18—30	32,0	43	40,5	380	14,0	9,4	5,0	0,0	1,31
18—45	32,0	43	40,5	382	16,0	9,0	5,2	0,0	1,33
19—00	34,0	43	42,3	390	5,5	9,6	3,8	0,0	1,22

Примечания: 1. Температура отходящих газов за котлом замерялась платино-платинородниковой термопарой и регистрирующим прибором с автоматической записью.

2. Содержание CO определялось поглощением аммиачным раствором полухлористой меди.

При установившемся режиме процесс горения заканчивался в туннелях длиной 100 — 120 мм. Вследствие некачественного материала керамики туннелей и замкнутого объема выносной топki при двухчасовой работе горелки с нагрузкой 26 — 28 м³/час, что соответствует напряжению поверхности горелки (считая на общее сечение туннелей) $1,9 \cdot 10^6$ ккал/м²·час, материал туннеля начал плавиться. При этом температура

керамики туннелей достигла $t_n = 1450^\circ\text{C}$. Поэтому предельной нагрузкой данной горелки для имевшегося качества огнеупора при диаметре отверстий газовых сопел 1,4 мм и давлении газа 1800—2000 мм вод. ст. следует считать 26—27 м³/час газа. Керамику туннелей следует изготавливать из более огнеупорного материала ($\text{Al}_2\text{O}_3 = 75\%$).

Для сравнения работы бесфакельной горелки с работой ранее установленной горелки низкого давления (ГНД) было проведено исследование режима работы котла на горелке ГНД-1 в обычных эксплуатационных условиях. Результаты испытания приведены в табл. 7.

Из сравнения результатов испытанной бесфакельной горелки и горелки ГНД-1 следует, что бесфакельная горелка обеспечивает более экономичный режим работы за счёт полного горения при значительно меньшем коэффициенте избытка воздуха $\alpha_v = 1,03 \div 1,07$ против $\alpha_v = 1,22 \div 1,33$.

В ближайшее время после изготовления более огнеупорной керамики туннелей будет произведено подробное исследование данной горелки, а также и других горелок, приведённых в данной книге.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кирпичев М. В. и Михеев М. А., Моделирование тепловых устройств, АН СССР, 1936.
2. Семенов Н. Н., Цепные реакции, ОНТИ, 1934.
3. Ушаков В. и Караваев Н., „Вестник металлопромышленности“, № 9, 1922.
4. Караваев Н., „Вестник металлопромышленности“, № 1, 3, 4, 8, 1923.
5. Рогозный Б., „Сталь“, № 3, 1940.
6. Баландин А. А., „Успехи химии“, т. IV, вып. 7, 1935.
7. Кобзоев Н., „Журнал физической химии“, т. XIII, вып. 1, 1939.
8. Писаревский Л., „Украинский химический журнал“, № 1, 1925.
9. Сборник трудов Украинского научно-исследовательского химического института. Работа сектора катализа, Укрхим, 1925.
10. Поляков М. В., „Журнал физической химии“, т. III, вып. 2, 3, 1932.
11. Поляков М. В. и Стадник П., „Журнал физической химии“, т. V, вып. 4, 1933.
12. Поляков М. В. и Кулешина Д., „Журнал физической химии“, т. XV, вып. 4, 1941.
13. Поляков М. В., „Журнал физической химии“, т. V, вып. 2—3, 1935.
14. Семенов Н., „Журнал физической химии“, т. II, вып. 3—4, 1934.
15. Баландин А. А., „Журнал физической химии“, т. XIV, вып. 9—10, 1940.
16. Копытов В., „Вестник металлопромышленности“, № 8, 1936.
17. Копытов В., „Вестник металлопромышленности“, № 15, 1936.
18. Кухарский В., „Вестник металлопромышленности“, № 3, 1934.
19. Копытов В. Ф., „Газовые горелки и печи“ НИИМАШ, № 9, 1934.
20. Сигов К., Использование местных топлив „Сборник научно-исследовательских работ Уральского отделения ВТИ“, 4, 1939.
21. Равич М. Б., Поверхностное горение, АН СССР, 1946.
22. Равич М. Б., Беспламенное сжигание газа, Сборник № 1 Комитета газификации УССР, 1948.
23. Рогинский С. З., Адсорбция и катализ на неоднородных поверхностях, издание Академии наук СССР, 1948.
24. Арсеев А., „Сталь“, № 9, 10, 1944.
25. Доброхотов Н. Н., К динамике диффузионных процессов, АН УССР 1948.
26. Глинков М. А., Кузнечные и прокатные печи, ОНТИ, 1936.
27. Глинков М. А., Методика расчета промышленных печей, ОНТИ, 1938.
28. Арсеев А., Беспламенное сжигание доменного газа в котлах, Энергоиздат, 1947.
29. Семенов Н. Н., „Успехи физических наук“, т. XXIII, вып. 3, 1. 1940.
30. Семенов Н. Н., „Советская наука“, № 9, 1940.
31. Зельдович Я. Б. и Франк-Каменецкий Д. А., „Журнал физической химии“, т. XII, вып. 1, 1938.
32. Франк-Каменецкий Д. А., Диффузия и теплопередача в химической кинетике, АН СССР, 1947.
33. Копытов В. Ф., Теория горения газа и твердого топлива, Труды ЦНИИМАШ, 1938.

34. Семенов Н. Н. и Зельдович Я. Б., „Журнал экспериментальной теоретической физики“, № 10, 1940.
 35. Гродзовский М. К., Чуханов Ф. З., „Журнал химии твердого топлива“, № 9, 1936.
 36. Именитов Б. Р., „Сталь“, № 9, 1947.
 37. Бродский А. А., Физическая химия, Техиздат, 1948 г.
 38. Доброхотов Н. Н., „Атмосферные газовые горелки и их применение в газовых сушилках“, НИИМАШ, № 5, 1933.
 39. Закладный М. М., Газовые нагревательные печи беспламенного горения, „Вестник металлопромышленности“, № 7, 8, 1930.
 40. Захаров Б. А. и Николаева Т. Н., „Известия АН СССР“, ОТН, № 4, 1948.
 41. Чуханов Ф. З., „Известия АН СССР“, ОТН, № 1, 1948.
 42. Грошев М. В., Печи для нагрева металла, Механика газов, Машгиз. 1941.
 43. Рафалович И. М., Природный газ как топливо для металлургических печей, Металлургиздат, 1947.
 44. Карпов В. П., Основы технической термодинамики, Машгиз, 1948.
 45. Семикин И. Д., Динамика факела свободной струи, Научные труды ДМИ, вып. XIV, 1948.
 46. Иванцов Г. П., Теория нагрева металла, Металлургиздат, 1948.
 47. Спейшер В. А., „За экономию топлива“, № 1, 1948.
 48. Иванцов Г. П., Работы Стальпроекта, Металлургиздат, 1936.
 49. Назаров И. С., Механика газов, Металлургиздат, 1938.
 50. Фастовский Г. Ф., Метан, Гостехиздат, 1947.
 51. Дворецкий А. И. и Татищев С. В., Саратовский природный газ и рациональные методы сжигания его в топках котлов, Гостоптехиздат, 1947.
 52. Кирпичев М. В., Михеев М. А., Эйгенсон Л. С., Теплопередача, Энергоиздат, 1940.
 53. Тимофеев В. Н., „Известия ВТИ“, № 11, 1947, № 9, 1948, № 2, 1949.
 54. Вихревая теория направляющего аппарата и камеры турбины, 2 издание, М. Научно-технич. кружок гидротехники и мелниорации, инж. фак-та ТСХА, стеклография к-ва № 9, 1929.
 55. Абрамович Г. Н., Турбулентные свободные струи жидкостей и газов, 2-е дополненное издание, Госэнергоиздат, М.-Л, 1948.
 56. Кузьмин М. А., „Металлург“, № 9, 1934.
 57. Шелест А. Н., „Локомотивостроение“, Сборник № 6, 1934.
 58. Тимофеев В. Н. и Сычев П. И., Сборник трудов Уральского отделения ВТИ, 1940.
 59. Абрамович Г. Н., Теория свободной струи и ее применение, Центральный аэро-гидродинамический институт им. проф. П. Н. Жуковского, М, 1936.
 60. Абрамович Г. Н., Газовая динамика воздушно-реактивных двигателей, Бюро новой техники, Министерства авиационной промышленности, 1947.
 61. Ляховский Д. Н., Сыркин С. Н., „Советское котлотурбостроение“, № 9, 1936.
 62. Куроедов В. А., Печи для нагрева металлов, Газовые и пылеугольные горелки, Машгиз, 1941.
 63. Глестон С., Лейдлер К., Эйринг Г., Теория абсолютных скоростей реакций, Госуд. издательство иностранной литературы, 1948.
 64. Льюис Б. и Эльбе Г., Горение, пламя и взрывы в газах, Госуд. издательство иностранной литературы, 1948.
-

ОГЛАВЛЕНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Введение	5
Основные характеристики природного газа	8
Скорость истечения газа	13
Условия бесфакельного сжигания газа	16
Смешение газа с воздухом	19
Пределы воспламенения горючих газов	29
Температура воспламенения	31
Скорость воспламенения и распространения пламени	32
Конструкция горелочных устройств для бесфакельного сжигания газа	36
Классификация горелок по способу смешения газа с воздухом	36
Инжекционные горелки	37
Горелки с принудительной подачей газа и воздуха	40
Классификация горелок по методу сжигания	41
Горелки с пористой диафрагмой	41
Туннельные горелки	43
Ударные горелки	45
Горелки открытого типа	46
Атмосферные горелки	49
Область применения горелок бесфакельного горения	52
Коэффициент использования газа	67
Расчёт газовых горелок	73
Атмосферные горелки	73
Двухступенчатые инжекционные горелки	77
Панельные бесфакельные горелки	85
Испытание работы бесфакельных горелок	91
Горелки с огнеупорной многоканальной насадкой	91
Горелки, работающие на сжиженном (пропан-бутановом) газе	92
Горелки, работающие на природном (дашавском) газе	94
Горелка с пористой насадкой (диафрагмой)	95
Бесфакельные горелки	96
Работа горелок на сжиженном газе	97
Работа горелок с расположением каналов в ряд на сжиженном (пропан-бутановом) газе	98
Испытание работы горелок ЛАЗ	98
Многосопельные горелки	104
Литература	109



Техредактор *Г. С. Прицкер*

Корректор *М. С. Горностайпольская*

БИ 10062 Зак. 385. Сдано в набор 2/XI—1949 г. Подписано к печати
17/IV—1950 г. Тираж 2.000. Печ. листов 7. Уч.-изд. 7,5. Формат
бумаги 60 x 92¹/₁₆

Типография б. школы ФЗУ Укрполиграфиздата при Совете Министров УССР.
Киев, Золотоворотская, 11

Замеченные опечатки

Страница	Строка	Напечатано	Должно быть	По чьей вине
73	2 снизу	$\gamma_{см} = \dots = \frac{0,37 + 4 \cdot 1,293}{5} = \dots$	$\gamma_{см} = \dots = \frac{0,73 + 4 \cdot 1,293}{5} = \dots$	Кор.
81	11 снизу	$F'_{з\text{ узк}} = \frac{V_{IIв} + V_{Iсм}}{w''_3} + \dots$	$F'_{з\text{ узк}} = \frac{V_{IIв} + V_{Iсм}}{w''_3} = \dots$	Кор.
85	5 сверху	$P_z = \frac{63,7^2}{0,95 \cdot 19,62} 1,03 = \dots$	$P_z = \frac{63,7^2}{0,95^2 \cdot 19,62} 1,03 = \dots$	Авт.

М. В. Грошев