



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Промышленная теплоэнергетика и экология»

ГОРЕНИЕ ТОПЛИВА И СНИЖЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ

**МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к контрольным работам по одноименной дисциплине
для студентов специальности 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»
заочной формы обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2007

УДК 662.61(075.8)
ББК 31.35я73
Г68

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
заочного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 4 от 28.03.2006 г.)*

Авторы-составители: *В. Л. Лиходиевский, Н. В. Овсянник, Е. М. Звездкина*

Рецензент: канд. техн. наук, доц. каф. «Электроснабжение» ГГТУ им. П. О. Сухого
Т. В. Алферова

Горение топлива и снижение вредных выбросов : метод. указания к контрол. работам по одноим. дисциплине для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» заоч. формы обучения / авт.-сост.: В. Л. Лиходиевский, Н. В. Овсянник, Е. М. Звездкина. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2007. – 39 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://gstu.local/lib>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-420-579-3.

Рассмотрены методики определения основных характеристик топлива, процессов горения и расчетов горелочных устройств высокого, низкого и среднего давления, а также высоты дымовой трубы. Охвачен широкий круг вопросов теоретической и практической направленности.

Для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» заочной формы обучения.

**УДК 662.61(075.8)
ББК 31.35я73**

ISBN 978-985-420-579-3

© Лиходиевский В. Л., Овсянник Н. В.,
Звездкина Е. М., составление, 2007
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2007

ВВЕДЕНИЕ

Данные методические указания предназначены для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика». В ходе выполнения контрольной работы студенту необходимо выполнить:

- расчет горелочного устройства высокого давления;
- расчет горелочного устройства среднего давления;
- расчет горелочного устройства низкого давления;
- чертежи выбранных горелочных устройств;
- расчет высоты трубы.

Исходные данные, необходимые для выполнения расчета студент получает у преподавателя согласно варианту, который определяется как сумма двух последних цифр шифра зачетной книжки.

В ходе оформления расчетной и графической части необходимо пользоваться действующим ГОСТ и правилами ЕСКД. Графическая часть должна соответствовать размерам указанных горелок и выполнена в масштабе. Допускается выполнение чертежей с использованием программы Autocad.

1. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГОРЮЧИХ ГАЗОВ

Рассмотрим основные физико-химические свойства горючих газов, которые используются в расчетах газогорелочных устройств.

1.1. Плотность газа

Плотность газа определяется при нормальных параметрах (0 °С и 101,3 кПа) как сумма произведений плотности компонентов на их объемные доли, кг/м³:

$$\rho_{\Gamma} = 0,01 \sum r_i \cdot \rho_i, \quad (1)$$

где r_i – объемное содержание отдельных компонентов газа, ρ_i – плотность компонентов при нормальных параметрах, кг/м³.

Плотность компонентов можно вычислить по их молекулярной массе и числу Авогадро, кг/м³:

$$\rho_i = \frac{\mu}{22,4}.$$

Плотность газа при температуре t_1 (°С) и давлении p_1 , отличающихся от нормальных, определяют по формуле, кг/м³:

$$\rho_1 = \rho_{\Gamma} = \frac{273}{273 + t_1} \cdot \frac{p_1}{101,3}.$$

Относительную плотность газа (по отношению к воздуху) определяют по формуле, кг/м³:

$$\rho = \frac{\rho_{\Gamma}}{1,293}, \quad (2)$$

где 1,293 – плотность воздуха при нормальных параметрах.

1.2. Теплота сгорания газа

Важнейшей теплотехнической характеристикой горючих газов является их теплота сгорания, представляющая собой тепловой эффект реакции полного горения 1 м³ газа при постоянном давлении и исходной температуре газозвушной смеси 0 °С. Часть этой теплоты содержится в продуктах сгорания в виде скрытой теплоты водяного пара, который образуется при сгорании газа и обычно в инженерной практике удаляется вместе с дымовыми газами. Оставшееся количество теплоты представляет собой *нижнюю теплоту сгорания топлива*.

Теплота сгорания газовой смеси зависит от ее состава и может быть определена по формуле, кДж/м³:

$$Q_n = 0,01 \sum r_i Q_{ni}, \quad (3)$$

где r_i – объемные доли содержания компонентов.

Следует учитывать, что при наличии в смеси газов негорючих компонентов сумма $\sum r_i < 100$.

2. РАСЧЕТ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

Цель расчетов горения – найти количественные соотношения между сжигаемым газом, расходуемым на горение воздухом и образующимися продуктами сгорания при условии полного горения. Показатели горения рассчитывают стехиометрическим уравнением горения компонентов горючей смеси.

Расчет ведут на 1 м³ сухого газа и все объемы относят к нормальным условиям.

2.1. Расчет расхода воздуха

Теоретически необходимое количество воздуха для полного горения газа определяют по следующей формуле, м³/м³:

$$V_0 = \frac{1}{21} (0,5H_2 + 0,5CO + 2CH_4 + 3,5C_2H_6 + \\ + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 8C_5H_{12} - O_2), \quad (4)$$

где H_2 , CO , CH_4 и т. д. – содержание соответствующих компонентов в топливе, объемных долей, %; O_2 – содержание балластного кислорода в составе топлива, объемных долей, %.

При расчете расхода воздуха учитывается, что соотношение между азотом и кислородом

$$\frac{N_2}{O_2} = \frac{79}{21} = 3,76.$$

Во многих случаях, когда точный состав топлива неизвестен, но известна его теплота сгорания Q_n , можно использовать следующую приближенную, но дающую весьма удовлетворительные результаты формулу, м³/м³:

$$V_0 = 0,27 \frac{Q_n}{1000}.$$

Горение не может быть полным, если воздух подается только в теоретически необходимом количестве, т. к. из-за неполного перемешивания воздуха с газом часть топлива не сгорает. Вследствие этого, воздух в топку подается всегда в избытке – в количестве, достаточном для полного сгорания газа, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_d = \alpha V_0,$$

где α – коэффициент избытка воздуха.

В зависимости от конструкции газовых горелок величина α составляет от 1,05 до 1,7. Наилучшие конструкции газовых горелок обеспечивают полное горение газа при $\alpha = 1,05 \dots 1,15$.

2.2. Расчет объема продуктов сгорания

Количество двуокиси углерода, образующееся при полном сгорании 1 м^3 газа, зависит только от содержания в нем компонентов, в состав которых входит углерод и от содержания самой двуокиси углерода (в качестве балластной примеси), $\text{м}^3/\text{м}^3$.

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01(\text{CO} + \text{CH}_4 + \sum m \text{C}_m \text{H}_n + \text{CO}_2).$$

Количество водяного пара как образующегося при полном сгорании 1 м^3 топлива, так и переходящего в продукты сгорания из воздуха и из самого топлива определяется на основании стехиометрического уравнения горения по формуле, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01[\text{H}_2 + 2\text{CH}_4 + \sum \frac{n}{2} \text{C}_m \text{H}_n + 0,124(d_r + \alpha V_0 d_v)],$$

где d_r и d_v – влагосодержание соответственно газообразного топлива и воздуха, $\text{г}/\text{м}^3$, а числовое значение коэффициента 0,124 представляет собой объем 1 г водяного пара, м^3 .

Влагосодержание воздуха при температуре $20 \dots 25 \text{ }^\circ\text{C}$ и относительной влажности его $\varphi = 50 \%$ и составляет $8 \text{--} 12 \text{ г}/\text{м}^3$. Таким его обычно и принимают в расчетах.

Что касается влагосодержания газообразного топлива, то, поскольку газ в населенные пункты попадает осушенным, величину d_r принимают равной нулю и учитывают только в случаях сжигания заведомо влажного газа, в котором состояние водяного пара близко к насыщению.

Учитывая, что азот, содержащийся как в воздухе, так и в самом топливе в горении участия не принимает и полностью переходит

в продукты сгорания, его количество на 1 м³ газа можно определить по формуле, м³/м³:

$$V_{N_2} = 0,79\alpha V_0 + 0,01N_2.$$

Количество кислорода, которое по завершении процесса горения оказывается избыточным и переходит в продукты сгорания, составляет, м³/м³:

$$V_0 = 0,21(\alpha - 1)V_0.$$

2.3. Концентрационные пределы воспламенения

В таблице 1 приведены значения нижнего L_n и верхнего L_v пределов воспламенения для основных горючих компонентов газообразного топлива в смеси с воздухом при нормальных давлении и температуре.

Таблица 1

Пределы воспламенения

Газ	Пределы воспламенения, %		L_i^{\max} , %	$U_{тр}^{\max}$, м/с
	L_n	L_v		
Водород H ₂	4,0	74,2	38,5	4,85
Окись углерода CO	12,5	74,2	45,0	1,25
Метан CH ₄	5,0	15,0	9,8	0,67
Этан C ₂ H ₆	3,22	12,45	6,5	0,85
Пропан C ₃ H ₈	2,37	9,5	4,6	0,82
Бутан C ₄ H ₁₀	1,86	8,41	3,6	0,82
Пентан C ₆ H ₁₂	1,40	7,80	2,8	0,82

Концентрационные пределы воспламенения для смесей, состоящих из нескольких горючих компонентов без балластных примесей, вычисляют по формулам Ле-Шателье, %:

$$L_n = \frac{r_1 + r_2 + r_3 + \dots + r_n}{\frac{r_1}{L_{n1}} + \frac{r_2}{L_{n2}} + \frac{r_3}{L_{n3}} + \dots + \frac{r_n}{L_{nn}}} = \frac{\sum r_i}{\sum \frac{r_i}{L_{ni}}}; \quad (5)$$

$$L_v = \frac{\sum r_i}{\sum \frac{r_i}{L_{vi}}}. \quad (6)$$

Следует отметить, что концентрационные пределы воспламенения вычисляются по объемным долям r_i компонентов, в горючей части газа без балластных примесей, поэтому сумма $\sum r_i$ в формулах (5) и (6) должна быть равна 100 %.

Балластные добавки в составе газа значительно изменяют концентрационные пределы воспламенения. Поэтому формула Лешателье не применима к таким газовым смесям, в составе которых имеются значительные инертные примеси (балласт). Вместе с тем, в практике приходится обычно иметь дело именно с такими газовыми смесями: большинство природных газов содержат инертные примеси CO_2 и N_2 (иногда до 10–17 %), не говоря об искусственных газах (генераторный газ содержит свыше 50 % азота). Непосредственное применение формул (5) и (6) для этих газов приводит к недопустимо большим погрешностям.

График, показанный на рис. 1, построен по экспериментальным данным. По вертикальной оси на графике отложены нижний и верхний концентрационные пределы воспламенения смесей горючих компонентов с инертными добавками, а по горизонтальной – значения отношения объема инертных добавок к объему горючего газа $V_{\text{бал}}/V_{\text{гор}}$. График наглядно свидетельствует о том, что увеличение содержания балластных примесей резко сужает концентрационные пределы воспламенения смесей. При достижении максимальных значений инертных газов в смесях верхний и нижний концентрационные пределы смыкаются, т. е. пространство пламени в такой смеси становится невозможным.

Данные графика на рис. 1 можно использовать для расчета пределов воспламенения сильно забалластированных смесей. Для получения надежных результатов, приближающихся к реальным экспериментальным данным, рекомендуется следующий метод.

Входящие в смесь инертные газы (обычно азот и углекислый газ) распределяются по одному между горючими газами, входящими в эту же смесь. Каждая пара таких газов рассматривается как один газ, по графику для этих пар устанавливаются концентрационные пределы в зависимости от соотношения между инертным и горючим компонентами. Полученные цифры подставляют в уравнения (5) и (6) Лешателье, по которым рассчитывают концентрационные пределы воспламенения для всей смеси в целом.

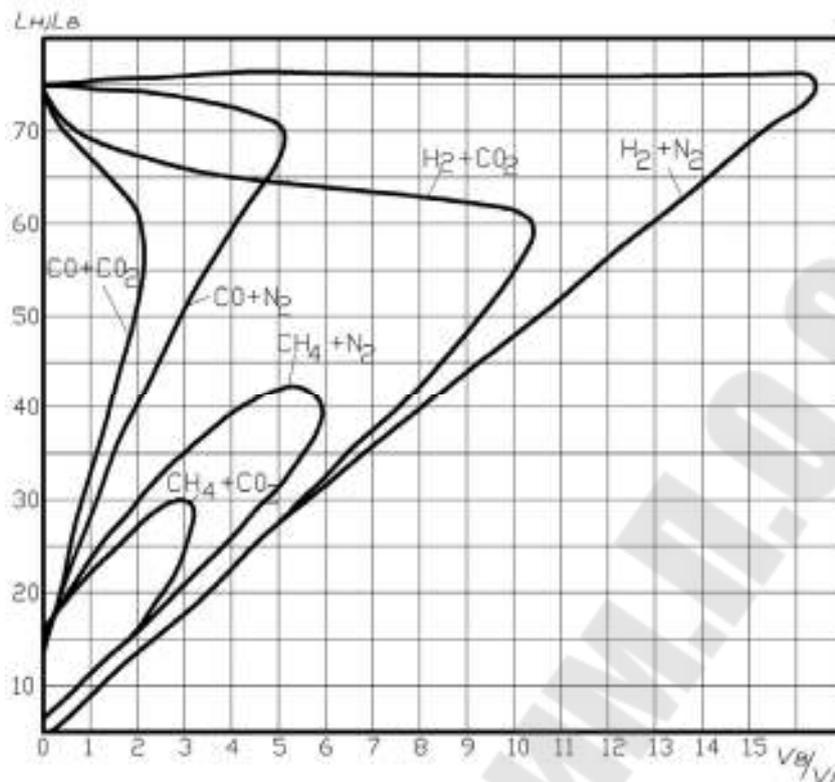


Рис. 1. Зависимость концентрационных пределов воспламенения смесей горючих компонентов от объемов инертных добавок и горючего газа

Расхождение полученных таким образом данных с экспериментальными в большинстве случаев не превышает 2...3 %.

2.4. Скорость распространения пламени

Скорость распространения пламени в смеси горючего газа с воздухом непосредственно связана с содержанием в ней горючего газа. Для каждого горючего компонента смеси максимальная скорость распространения пламени соответствует определенному соотношению между газом и воздухом. Объемное содержание этих компонентов в смеси с воздухом L_i^{\max} , дающее максимальную для них скорость распространения пламени $U_{\text{тр}}^{\max}$ в трубке диаметром 25 мм, приведено в таблице 1.

Если горючая составляющая газовой смеси состоит из нескольких горючих компонентов, то ее содержание в смеси, дающее максимальную скорость распространения пламени, обычно определяют по формуле Ле-Шателье, %:

$$L_{\text{см}}^{\text{max}} = \frac{r_1 + r_2 + r_3 + \dots + r_n}{\frac{r_1}{L_1^{\text{max}}} + \frac{r_2}{L_2^{\text{max}}} + \frac{r_3}{L_3^{\text{max}}} + \dots + \frac{r_n}{L_n^{\text{max}}}},$$

где r_i – объемные доли отдельных компонентов в процентах горючей части газа, т. е. $\sum r_i = 100\%$.

Максимальную скорость распространения пламени в смеси сложного горючего газа (без балластных примесей) с воздухом при этом определяют по формуле, м/с:

$$U^{\text{max}} = L_{\text{см}}^{\text{max}} \frac{\frac{r_1}{L_1^{\text{max}}} U_1^{\text{max}} + \frac{r_2}{L_2^{\text{max}}} U_2^{\text{max}} + \dots + \frac{r_n}{L_n^{\text{max}}} U_n^{\text{max}}}{r_1 + r_2 + \dots + r_n}.$$

При наличии в горючей составляющей газозвушной смеси балласта в виде азота и двуокиси углерода в значение максимальной скорости распространения пламени должна быть внесена поправка, для чего рекомендуется применять формулу, м/с:

$$U_{\text{действ}}^{\text{max}} = U^{\text{max}} (1 - 0,01N_2 - 0,012CO_2),$$

где U^{max} – скорость распространения пламени в горючей смеси без балластных примесей; N_2 и CO_2 – содержание в горючей составляющей соответственно азота и двуокиси углерода, объемных долей, %.

С увеличением диаметра трубки скорость распространения пламени увеличивается и может быть вычислена умножением на поправочный коэффициент K_d , который принимается в зависимости от диаметра по таблице 2.

Таблица 2

Поправочный коэффициент K_d

$d, \text{ мм}$	25	50	100	200	400	800	1000
K_d	1,0	1,3	1,75	2,4	3,2	3,7	3,8

Влияние температуры газозвушной смеси учитывается умножением на поправочный коэффициент

$$K_t = \left(\frac{273 + t_{\text{см}}}{273} \right)^2,$$

где $t_{\text{см}}$ – температура смеси, °С.

3. РАСЧЕТ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК

Различают три основных принципа технического сжигания газового топлива.

Принцип частичного внутреннего смешения газа и воздуха, когда в зону горения поступают отдельные потоки: с одной стороны – поток из газовой горелки однородной газозвушной смеси, содержащей первичный воздух ($\alpha_1 < 1$), а с другой – поток добавочного, вторичного воздуха.

Принцип полного внутреннего смешения, когда в зону горения из горелки поступает поток однородной газозвушной смеси, содержащей весь необходимый для горения воздух.

Принцип внешнего смешения, когда из горелки в зону горения поступает поток горючего газа, а воздух подается отдельным потоком в зону горения, смешивание же газа и воздуха происходит вне горелки, непосредственно в пределах пламени.

В соответствии с этими принципами сжигания классифицируются газовые горелки, применяемые в настоящее время:

1. Горелки частичного смешения, чаще всего эжекционного типа. Используют газ низкого давления, широко применяются в технике благодаря простоте устройства, удобствам и надежности в эксплуатации, удовлетворительному качеству сжигания газа. Часто эти горелки называются атмосферными.

2. Эжекционные горелки полного смешения, не требующие подачи в топку вторичного воздуха. Эти горелки могут обеспечить эжектирование всего необходимого для горения воздуха только при использовании газа среднего давления. Горелки этого типа отличаются высокой эффективностью сжигания газа.

3. Горелки внешнего смешения с поступлением воздуха в топку только за счет разрежения в ней, без применения дутьевых устройств. Такие горелки часто применяются в отопительных котлах под названием «подовые».

Дутьевые (смесительные) горелки внешнего, а также неполного и полного внутреннего смешения с подачей в горелку с помощью дутьевого вентилятора всего необходимого для горения воздуха или части его.

Далее приводится инженерная методика расчета газовых горелок трех первых типов.

3.1. Расчет эжекционных горелок низкого давления

Низкое давление газа не позволяет эжектировать весь воздух, необходимый для полного сжигания, поэтому коэффициент избытка первичного воздуха в этих горелках принимается $\alpha_1 = 0,5 \dots 0,65$. При таких значениях α_1 можно не опасаться проскока пламени внутрь горелок.

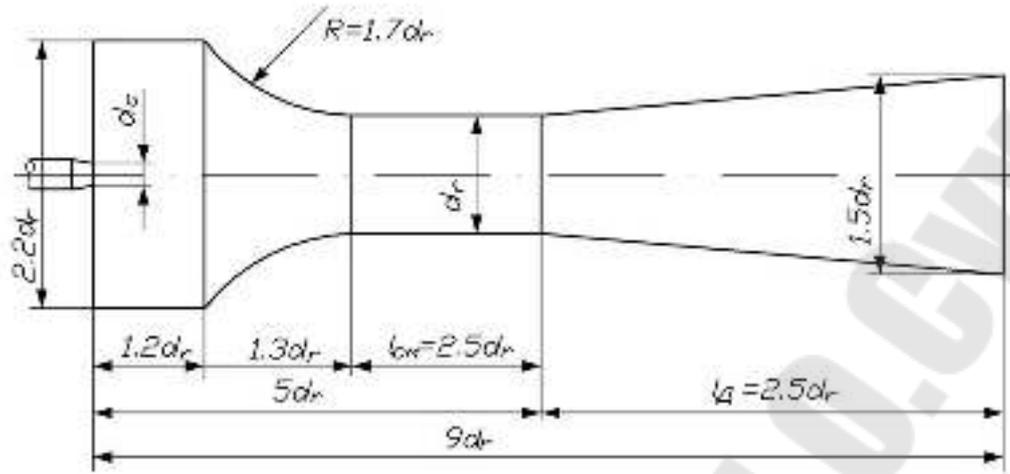
Конструктивно эжекционная горелка низкого давления состоит из двух частей – эжекционного смесителя и головки, на которой размещены огневые отверстия.

Эжекционный смеситель состоит из газового сопла, камеры смешения, состоящей из всасывающего конфузора и стабилизирующей горловины, а также диффузора, где повышается давление газовой смеси перед головкой горелки. Сопротивление эжекционного смесителя и потери энергии в нем – самые существенные факторы, влияющие на соотношение газа и воздуха в смеси и качество перемешивания их и тем самым определяющие эффективность работы газовой горелки.

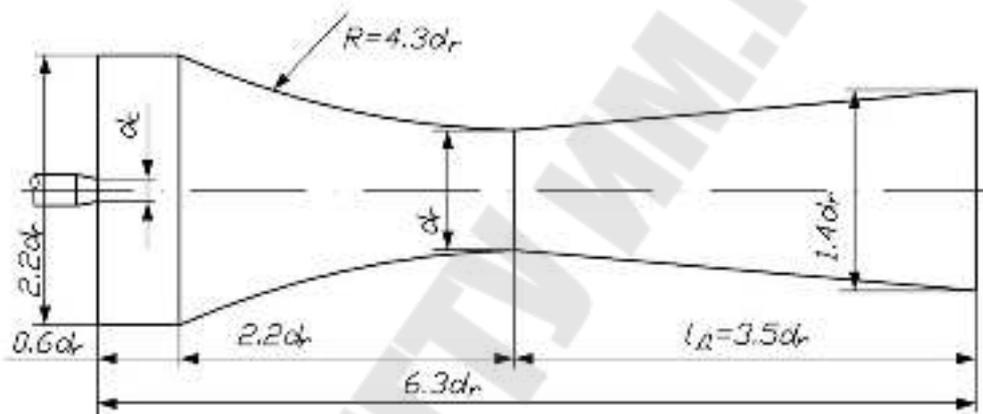
Гидравлическое совершенство эжекционного смесителя оценивается коэффициентом k потерь, учитывающим неравномерность поля скоростей в горловине эжектора, потери на трение и сопротивление диффузора в зависимости от его степени расширения. Практикой выработаны целесообразные формы эжекционных смесителей (рис. 2), рекомендуемые для использования в газовых горелках низкого давления. Оптимальной форме проточной части соответствует рис. 2, а, при которой гидравлические потери наименьшие. Коэффициент потерь для этой формы $k = 1,5$. Вариант, изображенный на рис. 2, б имеет уменьшенные линейные размеры, но увеличенное сопротивление, коэффициент потерь $k = 2,1$. Самая короткая эжекторная трубка, показанная на рис. 2, в, имеет самый большой коэффициент потерь $k = 3,0$. Выбор того или иного варианта эжекционного смесителя определяется располагаемым давлением газа перед горелкой: чем оно выше, тем более короткие трубки можно использовать.

Основные конструктивные размеры эжекционных смесителей – диаметры газового сопла d_c и горловины смесителя d_r . Связь между этими размерами осуществляет так называемый основной параметр эжектора, представляющий собой отношение площади горловины к площади сопла:

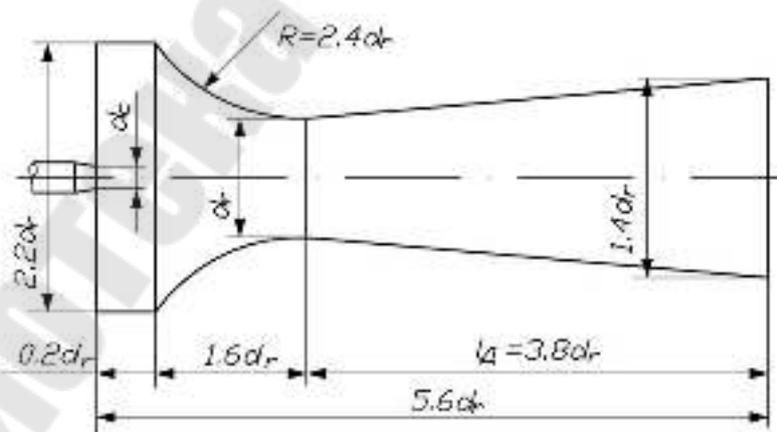
$$\Phi = \frac{F_r}{F_c}.$$



a)



б)



в)

Рис. 2. Эжекционные трубки горелок низкого давления:
 а – оптимальная форма трубки, $k = 1,5$; б – укороченная трубка, $k = 2,1$;
 в – укороченная трубка, $k = 3,0$

Оптимальная величина параметра Φ определяется уравнением

$$\Phi_{\text{опт}} = k \cdot (1 + U)(1 + US), \quad (7)$$

где k – коэффициент потерь эжектора; U – массовый коэффициент эжекции; US – объемный коэффициент эжекции; $S = \rho_{\Gamma} / \rho_{\text{возд}}$ – относительная плотность газа.

Диаметр d_c газового сопла определяется заданным расходом V_{Γ} газа и значением скорости истечения из сопла под действием перепада давления газа ΔP_{Γ} .

При известном диаметре d_c сопла диаметр d_{Γ} горловины вычисляют с помощью уравнения (7).

Потери энергии в головке горелки определяют с помощью коэффициента k_1 . Этот коэффициент учитывает гидравлические потери, связанные с истечением газозвушной смеси из огневых отверстий головки и численно выражающиеся коэффициентом ζ_0 сопротивления этих отверстий, а также потери энергии на ускорение потока в выходных отверстиях вследствие его нагрева и расширения, которые определяют выражением $(2 \frac{T_{\text{см}}}{273} - 1)$.

Таким образом, коэффициент потерь в головке горелки определяют по формуле

$$k_1 = \zeta_0 + 2 \frac{T_{\text{см}}}{273} - 1. \quad (8)$$

Важнейшим конструктивным параметром головки горелки является отношение площади горловины смесителя к суммарной площади выходных отверстий горелки:

$$\Phi_1 = \frac{F_{\Gamma}}{F_0}.$$

Оптимальное значение этого параметра определяют по формуле

$$\Phi_{1\text{опт}} = \sqrt{\frac{k}{k_1}}. \quad (9)$$

Следовательно, зная диаметр горловины смесителя и параметр головки $\Phi_{1\text{опт}}$, можно определить суммарную площадь F_0 выходных отверстий горелки, а также скорость выхода газозвушной смеси из отверстий головки, м/с:

$$W_0 = \frac{V_{\Gamma}(1 + d_1 V_0)}{3600 F_0}.$$

Эта скорость должна обеспечивать устойчивую работу газовой горелки без проскока и отрыва пламени.

Рекомендуется следующий порядок расчета эжекционной горелки низкого давления:

1. По заданным исходным данным необходимо определить:
 - плотность газа ρ_{Γ} , кг/м³ по (1);
 - теплоту сгорания газа $Q_{\text{н}}$, кДж/м³ по (3);
 - теоретически необходимое для полного сгорания количество воздуха V_0 , м³/м³ по (4);
 - относительную плотность газа ρ по (2).

2. Выбирают значение коэффициента избытка первичного воздуха α_1 . Целесообразно принимать для коксового газа $\alpha_1 = 0,55 \dots 0,60$, для природных и сжиженных газов $\alpha_1 = 0,6 \dots 0,65$.

3. Рассчитывают скорость выхода газа из сопла, м/с:

$$W_0 = \mu_c \sqrt{2 \frac{\Delta P_{\Gamma}}{\rho_{\Gamma}}},$$

где μ_c – коэффициент расхода сопла; ΔP_{Γ} – избыточное давление газа перед соплом, Па.

Коэффициенты μ_c расхода зависят от конструкции сопла. Коническое сопло с углом конусности 13° имеет $\mu_c = 0,95$. Сопло с углом конусности 45° и цилиндрическим выходным участком длиной $l_c/d_c = 0,5$ имеет $\mu_c = 0,90$, а если это сопло имеет регулировочную иглу, то коэффициент расхода уменьшается до 0,84.

4. Определяют площадь сопла, см², и его диаметр, см:

$$F_c = \frac{V_{\Gamma} \cdot 10^4}{3600 W_c}; \quad d_c = \sqrt{\frac{4 F_c}{\pi}}.$$

5. Рассчитывают коэффициент эжекции горелки

$$U = \frac{\alpha_1 V_0}{\rho}.$$

6. В зависимости от заданного давления ΔP_{Γ} газа выбирают конструкцию эжекторного смесителя по рис. 2 и соответствующий коэффициент k потерь.

Для давлений перед горелкой $\Delta P_{\Gamma} < 1,0$ кПа рекомендуется применять эжекционную трубку оптимальной формы (рис. 2, а) с коэффициентом потерь $k = 1,5$. При более высоких давлениях газа целесообразно выбирать эжекционный смеситель форм, изображенных на рис. 2, б или рис. 2, в.

7. Вычисляют коэффициент потерь в головке горелки

$$k_1 = \zeta_0 + 2 \frac{T_{\text{см}}}{273} - 1;$$

где $\zeta_0 = \frac{1 - \mu_0^2}{\mu_0^2}$ – коэффициент сопротивления выходных отверстий головки.

Коэффициент μ_0 расхода отверстий головки зависит от конструктивного выполнения отверстий. Если выход газовой смеси выполнен в виде отверстий, просверленных непосредственно в трубе коллектора, то $\mu_0 = 0,65 \dots 0,70$.

Для отверстий малых диаметров в трубах ($d_0 = 1,5$ мм) коэффициент расхода зависит от отношения длины l_0 канала к диаметру d_0 : при $l_0/d_0 = 0,75$ коэффициент расхода равен 0,77, а при $l_0/d_0 = 1,5$, $\mu_0 = 0,85$.

Если выходные отверстия представляют собой каналы длиной от двух до четырех диаметров, то коэффициент расхода можно принимать $\mu_0 = 0,75 \dots 0,82$, причем меньшие значения следует выбирать для коротких каналов с малыми диаметрами.

Температура $T_{\text{см}}$ газовой смеси на выходе из огневых отверстий головки зависит от конструкции горелки и топки и параметров работы горелки.

В большинстве случаев эту температуру можно принимать

$$T_{\text{см}} = 323 \dots 423 \text{ (} 50 \dots 150 \text{ } ^\circ\text{C)}.$$

Для головки конфорочных горелок бытовых газовых плит примерные значения коэффициента k_1 потерь равны 2,7...2,9.

8. Определяют оптимальную площадь выходных отверстий горелки, см^2 :

$$F_0 = \sqrt{kk_1} (1 + U) (1 + US) F_c.$$

9. Вычисляют скорость газовой смеси на выходе из отверстий головки, м/с:

$$W_0 = \frac{V_{\Gamma} (1 + d_1 V_0)}{3600 F_0 \cdot 10^{-4}}.$$

Полученная скорость W_0 должна быть примерно в 1,4...1,6 раза меньше предельной скорости отрыва пламени от выходных отверстий горелки.

Значения предельных скоростей отрыва пламени $W_{отр}$ в зависимости от диаметра огневых отверстий d_0 , коэффициента избытка первичного воздуха α_1 и состава газа приведены в таблице 3.

Таблица 3

Коэффициент избытка первичного воздуха α_1

Газ		Коксовый		Природный				Сжиженный		
Коэффициент α_1		0,7	0,8	0,5	0,6	0,7	0,8	0,6	0,7	0,8
Диаметр выходного отверстия d_0 , мм	1	8,3	6,9	1,7	1,3	1,0	0,8	1,15	0,9	0,7
	2	8,75	7,25	1,9	1,5	1,2	0,95	1,2	0,95	0,75
	4	9,75	8,20	2,55	2,15	1,75	1,3	1,55	1,3	1,1
	6	11,15	9,5	3,4	2,95	2,5	2,1	1,85	1,65	1,35
	8	—	—	4,5	4,0	3,5	3,0	—	—	—

10. Ориентируясь на значение скорости выхода смеси W_0 , из таблицы 3 выбирают для принятого значения α_1 диаметр выходных отверстий d_0 (по условию $W_{отр} \approx (1,4...1,6)W_0$). Для выбранных отверстий определяют глубину регулирования газовой горелки (отношение предельной скорости $W_{отр}$ отрыва пламени к скорости W_0 выхода смеси из отверстий).

Если длина факела пламени не лимитирована, то можно принимать значительно большие диаметры выходных отверстий по сравнению с приведенными в таблице 3. В предельном случае, когда расположение горелки и конфигурация топки позволяют организовать достаточно длинный факел, атмосферная горелка может быть выполнена с одним выходным отверстием, диаметр которого определяют по площади F_0 :

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi}}.$$

Однако следует учитывать, что даже в топках достаточно большого объема остается целесообразным выполнение горелки с большим числом мелких выходных отверстий, поскольку при этом более равномерно распределение пламени в топочном объеме и лучше условия подвода вторичного воздуха к каждому отдельному факелу.

11. Находят количество выходных отверстий в головке горелки, шт.:

$$n_0 = \frac{4F_0}{\pi d_0^2}.$$

12. По данным таблицы 4 выбирают расстояние между осями отверстий в одном ряду (шаг S_1). Минимальный шаг $S_{1\min}$ определяют из условия предупреждения слияния языков пламени, чтобы не затруднять подвода вторичного воздуха к каждому факелу. Максимальный шаг $S_{1\max}$ обеспечивает возможность передачи пламени от отверстия к отверстию при розжиге горелки.

Таблица 4

Некоторые геометрические характеристики горелок

d_0 , мм	1,0	1,5	2,0	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	6,0	8,0
$S_{1\min}$, мм	3,0	3,5	4,0	5,0	7,0	8,0	9,0	10,0	12,0	16,0
$S_{1\max}$, мм	5,0	7,0	9,0	11,0	12,5	14,0	15,0	16,5	20,0	26,0

Увеличение глубины выходных отверстий горелки до определенного значения повышает устойчивость ее работы, увеличивая пределы проскока и отрыва пламени. Это объясняется стабилизацией поля скоростей. Глубину выходных отверстий рекомендуется принимать равной $(2...3)d_0$.

При расположении отверстий в несколько рядов расстояние между рядами следует выбирать в 2...2,5 раза больше продольного шага отверстий. Отверстия располагают в шахматном порядке.

Для выбранного шага отверстий S_1 и количества рядов отверстий $N_{\text{ряд}}$ длина головки горелки, мм:

$$L_k = \frac{n_0 - 1}{N_{\text{ряд}}} S_1 + 2S_1.$$

Поперечное сечение головки горелки должно превышать суммарную площадь сечения F_0 выходных отверстий в $(1,7...2,5)$ раза. Если головка горелки имеет большую длину, то ее поперечное сечение целесообразно выполнить переменным, уменьшая его по ходу движения газозвушной смеси (по аналогии с трубопроводами равномерной раздачи газа). Это способствует выравниванию высоты пламени для ближних и дальних отверстий.

13. Используя уравнение (7), находят оптимальную величину горловины смесителя, см²:

$$F_r = k(1 + U)(1 + US)F_c,$$

Откуда

$$d_r = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi}}.$$

14. Определяют все остальные размеры эжекционного смесителя горелки как величины, кратные d_r , в соответствии с принятой на рис. 2 формой эжектора.

15. В практике конструирования эжекционных горелок низкого давления встречаются случаи, когда вследствие тех или иных причин принимается значение суммарной площади F_0 выходных (огневых) отверстий, не совпадающее с оптимальным значением. К таким случаям относятся, например, повышенное давление газа перед горелкой или крайне ограниченные размеры топочной камеры и т. п. При этом, возможно уменьшить размеры горелки или целесообразно рассчитать горелку на неоптимальный режим работы по расходу.

В этих случаях поступают следующим образом.

Вычисляют коэффициент A по формуле

$$A = \frac{k_1(1 + U)(1 + US)\Phi_{\text{опт}}F_c}{F_0},$$

где k_1 – коэффициент потерь в головке, определяется по формуле (8); $\Phi_{\text{опт}}$ – оптимальное значение параметра головки, рассчитывается по формуле (9); F_0 – принятая площадь выходных отверстий головки.

Затем решают квадратичное уравнение:

$$Ax^2 - 2x + A = 0, \quad (10)$$

где $x = \frac{\Phi_1}{\Phi_{\text{опт}}}$.

Из двух корней уравнения (10) в качестве расчетного следует принимать меньшее значение x .

Если коэффициент $A < 1$, то это означает, что заданное давление газа ΔP_r больше минимально необходимого и размеры горелки могут быть уменьшены. Для этого находят новое значение параметра головки

$$\Phi_1 = x\Phi_{\text{опт}};$$

новое уменьшенное сечение горловины смесителя, см²:

$$F_r = \Phi_1 F_0$$

и соответствующее значение диаметра горловины d_r .

Пропорционально найденному значению d_r уменьшают все остальные размеры эжекционного смесителя горелки.

Если $A > 1$, то уравнение (10) дает мнимые корни, физически это означает, что горелка не может обеспечить требуемую эжекционную способность. При $A = 1$ горелка работает в оптимальном режиме. (Из уравнения (10) при $A = 1$ получаем $x = 1$, что соответствует оптимальному режиму $\Phi_1 = \Phi_{1\text{опт}}$).

16. Определяют высоту внутреннего конуса пламени по эмпирической формуле, мм:

$$h_b = 0,86 \cdot 10^{-7} k_b R d_0^2,$$

где k_b – коэффициент, зависящий от состава газа и коэффициента избытка первичного воздуха α_1 ; R – тепловое напряжение выходных отверстий горелки, $R = 0,353 \cdot 10^6 \frac{V_r Q_H}{n_0 d_0^2}$, Вт/м²; V_r – производительность горелки, м³/ч; Q_H – низшая теплота сгорания газа, кДж/м³; n_0 – количество выходных отверстий головки; d_0 – диаметр выходного отверстия, мм.

Коэффициент k_b принимается по таблице 5.

Таблица 5

Коэффициент избытка первичного воздуха k_b

Газ	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9
Природный	1,89	1,63	1,35	1,14	0,95	0,79	0,64	–
Сжиженный	–	–	2,29	1,74	1,46	1,22	1,05	0,83
Коксовый	1,4	1,12	0,95	0,71	0,56	0,45	0,45	0,54

Внутренний конус пламени не должен соприкасаться с холодными поверхностями, т. к. это приводит к химическому недожогу топлива.

17. Наружный конус пламени может касаться холодных поверхностей нагрева. Высоту наружного конуса можно определить по формуле, мм:

$$h_n = 0,86 \cdot 10^{-7} \cdot k_n R \sqrt{d_0^3}.$$

Коэффициент k_n зависит от расстояния между краями соседних отверстий (рис. 3) $t = S_1 - d_0$ и определяется по таблице 6.

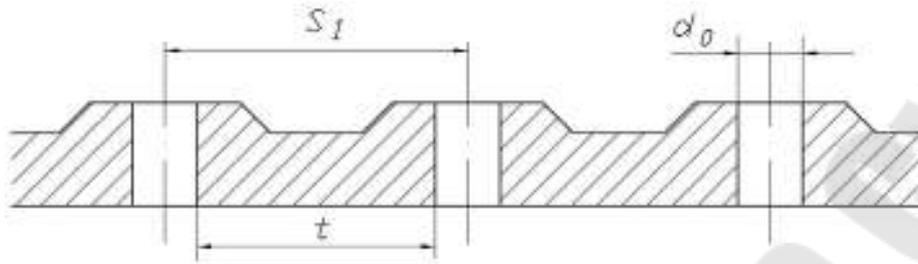


Рис. 3. Расстояние между краями соседних отверстий

Таблица 6

Первичный коэффициент k_n

t , мм	2	3	4	5	6	7	8
k_n	11,4	10,4	9,46	8,7	8,7	6,5	7,2
t , мм	9	10	12	14	16	18	20
k_n	6,95	6,7	6,4	6,3	6,0	5,85	5,8

При диаметре отверстия более 7 мм высота h_n наружного конуса пламени зависит от коэффициента α_1 первичного воздуха, однако, в практических расчетах этой зависимостью пренебрегают.

18. В инженерной практике часто необходимо определять параметры работы горелки при изменении теплоты сгорания газа или давления газа перед горелкой при сохранении теплопроизводительности горелки. Чаще всего эти изменения условий эксплуатации требуют замены газового сопла, остальные конструктивные параметры Φ и Φ_1 горелки остаются неизменными. Следовательно, остается неизменной и величина c , которая называется *постоянной горелки* и определяется по уравнению

$$c = \frac{2,48 F_r \mu_c}{k + k_1 \Phi_1^2} = \frac{V_r (1 + U)(1 + US) \sqrt{S}}{\sqrt{\Delta P_r}}, \quad (11)$$

где F_r измеряется в квадратных метрах (m^2).

3.2. Расчет эжекционных горелок среднего давления

Эжекционные горелки среднего давления работают по принципу полного внутреннего смешения газа и воздуха. Наиболее распространенные типы таких горелок – туннельные горелки, оптимальная кон-

струкция которых изображена на рис. 4. В смесительной части эта горелка мало чем отличается от атмосферных, ее эжектор имеет такое же устройство, но отношение диаметра горловины к диаметру сопла значительно больше и, кроме того, горловина и диффузор имеют относительно большую длину. Это связано с увеличенным подсосом воздуха и с необходимостью улучшения перемешивания газа с воздухом. Высокое качество смешения газа с воздухом в эжекторе – предпосылка полноты сгорания его в дальнейшем, поэтому эжекционные горелки полного внутреннего смешения требуют наименьших по сравнению с другими горелками избытков воздуха. Практически коэффициент избытка воздуха $\alpha = 1,04...1,05$ бывает уже достаточным для обеспечения полноты сгорания газа.

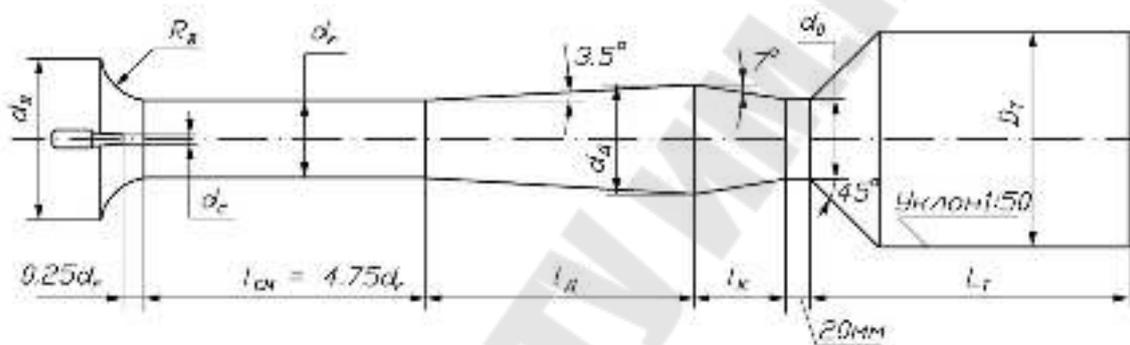


Рис. 4. Оптимальная форма эжекционной трубки туннельной горелки среднего давления:

$$\begin{aligned} & \text{коэффициент потерь } k = 0,7; R_B = 0,5d_r; \\ & d_d = (1,2... 1,6) d_r; D_T = (2,4...3,0) d_0; l_{см} = 4,75 d_r; \\ & l_d = 8(d_d - d_r); L_T = (2,4...2,7) D_T \end{aligned}$$

Горелка заканчивается суживающейся головкой, через кратер которой газозвушная смесь выходит в огнеупорный туннель, где и осуществляется ее горение. Для предотвращения проскока пламени внутрь горелки скорость воздуха газозвушной смеси из кратера выбирают очень большой, в десятки раз превышающей максимальную для данной смеси скорость распространения пламени. Обычно для номинальной нагрузки скорость выхода смеси из кратера составляет для природных газов от 10 до 20 м/с.

Стабилизатором пламени, предотвращающим его отрыв, является туннель, огнеупорные стенки которого при нормальной работе горелки находятся в раскаленном состоянии. Одновременно резкое изменение проходного сечения при выходе потока из кратера в туннель создает условия для образования вихревых токов горячей смеси и рециркуляции горячих продуктов сгорания к основанию факела пламе-

ни. Этим обеспечивается непрерывное зажигание смеси у кратера горелки и, следовательно, предотвращается отрыв пламени от него.

Как и все другие горелки эжекционного типа, туннельные горелки обладают свойством саморегулируемости по воздуху, т. е. коэффициент эжекции их остается примерно постоянным при изменении расхода газа в 3...4 раза. Однако следует иметь в виду, что чрезмерное снижение нагрузки таких горелок делает вероятным проскок пламени. Поэтому нижний предел регулирования составляет обычно около 50 % номинальной нагрузки горелки.

При расчете эжекционных горелок среднего давления необходимо учитывать, в отличие от горелок низкого давления, следующие особенности:

– при истечении газа из сопла его давление значительно изменяется, вследствие чего необходимо учитывать сжимаемость газа, т. е. скорость выхода из сопла следует рассчитывать по формулам адиабатического истечения;

– при конструировании проточной части эжекционного смесителя необходимо учитывать высокую скорость эжекции воздуха, сравнимую по значению со скоростью рабочего газа;

– при определении диаметра d_0 кратера головки горелки необходимо учитывать условие предотвращения проскока пламени внутрь горелки.

Рекомендуется такая последовательность расчета эжекционной горелки среднего давления:

1. Определяют скорость адиабатического истечения газа из сопла, м/с:

$$W_c = \mu_c \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

где μ_c – коэффициент расхода сопла; k – показатель адиабаты; P_1 – абсолютное давление газа перед горелкой, Па; P_2 – абсолютное давление после эжектора, Па (обычно принимается равным атмосферному давлению, $P_2 = 101,3$ кПа); ρ_1 – плотность газа, приведенная к параметрам перед горелкой, кг/м³. По известному значению плотности ρ_r газа при нормальных параметрах величину ρ_1 можно вычислить по уравнению, кг/м³:

$$\rho_1 = \rho_{\Gamma} \frac{273}{273 + t_1} \frac{P_1}{101,3},$$

где t_1 – температура газа перед соплом, °С.

Показатель адиабаты k зависит от состава газа: для воздуха он равен 1,4; для метана и природного газа $k = 1,3$; для коксового газа $k = 1,37$.

Критическое отношение давлений $(P_2/P_1)_{\text{кр}}$ для метана $\beta_{\text{кр}} = 0,546$. Следовательно, при начальном давлении газа $P_1 = 186$ кПа (при избыточном давлении $\Delta P_{\Gamma} = 85$ кПа) возникает критическая скорость в самом узком сечении сопла. Докритические скорости истечения имеют место при отношении давлений $(P_2/P_1) > 0,546$. Для таких отношений давлений устанавливают суживающиеся сопла (для $\Delta P_{\Gamma} \leq 85$ кПа). При условии $(P_2/P_1) < 0,546$ применяют сопла Лавалья, коэффициент расхода для которых можно принимать $\mu_c = 0,95 \dots 0,97$.

Для суживающихся сопел коэффициент расхода принимается аналогично горелкам низкого давления: для сопел с углом конусности 45° и цилиндрическим участком $l_c/d_c = 0,5$ величина $\mu_c = 0,9$, а для сопла с углом конусности 13° $\mu_c = 0,95$.

2. Зная расход V_{Γ} газа, м³/ч, и скорость W_c истечения, определяют площадь F_c поперечного сечения сопла, мм², и диаметр d_c газового сопла, мм:

$$F_c = \frac{V_{\Gamma} \cdot 10^6}{3600 W_c}; \quad d_c = \sqrt{\frac{4 F_c}{\pi}}.$$

3. Задаваясь коэффициентом избытка воздуха $\alpha_1 = 1,04 \dots 1,1$ по известной относительной плотности газа $s = \rho_{\Gamma}/\rho_{\text{возд}}$ и теоретически необходимому для полного сгорания количеству V_0 , м³/м³, воздуха, определяют массовый коэффициент эжекции

$$U = \frac{\alpha_1 V_0}{S}.$$

4. Рассчитывают коэффициент B , входящий в основное уравнение горелки по формуле

$$B = \frac{U^2 S}{(1 + U)(1 + US)}.$$

5. Оптимальное значение параметра горелки Φ_1 , который представляет собой отношение площади F_{Γ} горловины эжекторного

смесителя к площади F_0 кратера горелки ($\Phi_1 = F_r/F_0$), определяют по формуле

$$\Phi_{1\text{опт}} = \sqrt{\frac{k}{k_1}} \sqrt{1 - \frac{k_2}{k} B},$$

где k , k_1 , k_2 – коэффициенты потерь соответственно в эжекторе горелки, энергии в головке и огневой части горелки, во всасывающем конфузоре горелки.

Коэффициент k определяют по графику на рис. 5 в зависимости от отношения диаметра d_d диффузора к диаметру d_r горловины смесителя. Так как эти диаметры еще не определены, используют метод последовательных приближений, задаваясь предварительно значением коэффициента k и уточняя его значение по графику на рис. 5 после определения d_d и d_r .

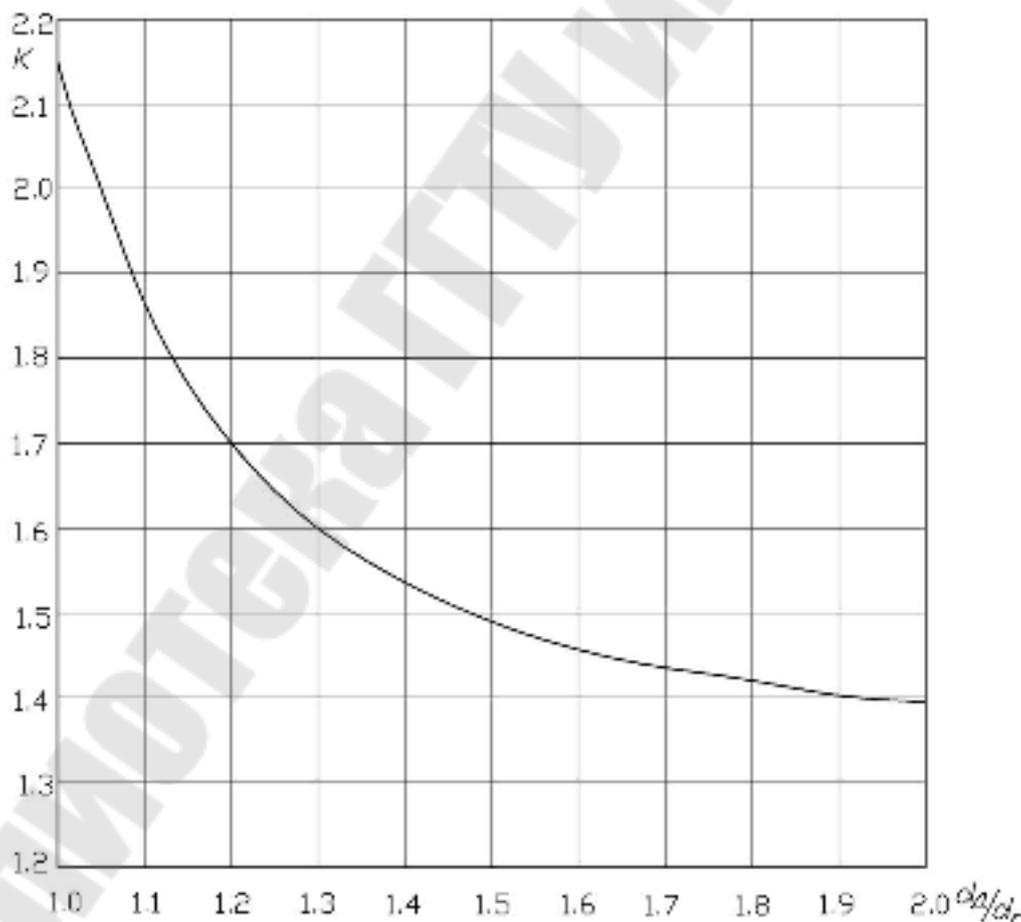


Рис. 5. Зависимость коэффициента k от степени расширения диффузора

Коэффициент k_1 потерь в головке горелки зависит от гидравлического сопротивления головки и туннеля, от отношения скоростей выхода потока из диффузора и выхода из туннеля, от температуры и плотности продуктов сгорания в туннеле горелки. Вычисление коэффициента k_1 связано с использованием большого количества экспериментальных данных и эмпирических зависимостей. Поэтому целесообразно назначать этот коэффициент по аналогии с выполненными горелками. Обычно коэффициент k_1 потерь в головке горелки изменяется в пределах 1,1...1,4. При расчетах горелок в дипломных проектах рекомендуется принимать коэффициент $k_1 = 1,2...1,3$.

Коэффициент k_2 вычисляется по формуле

$$k_2 = \frac{2\mu_B^2 - 1}{\mu_B^2},$$

где μ_B – коэффициент расхода всасывающего конфузора, отражающий потери энергии в нем с учетом неравномерности поля скоростей; на величину μ_B в значительной степени влияет профиль наружной поверхности газового сопла и шероховатость его поверхности. Для увеличения коэффициента μ_B целесообразно несколько отодвигать сопло от начала камеры смешения (до $0,3 d_r$), т. к. при этом уменьшаются потери от обтекания сопла, а само сопло следует конструировать так, чтобы толщина его стенки в конце была сведена «на нет».

Для всасывающего коллектора, проточная часть которого выполнена в виде плавного сужения с радиусом закругления $R_B = (0,3...0,7) d_r$ при хорошем профиле наружной поверхности сопла, коэффициент расхода $\mu_B = 0,85...0,90$. Этим значениям коэффициента μ_B соответствуют коэффициенты потерь $k_2 = 0,62...0,77$.

Для эжекционной горелки с оптимальной формой смесителя, изображенной на рис. 4, коэффициент потерь $k_2 = 0,7$.

6. Рассчитывают площадь выходного отверстия (кратера) горелки по формуле, см²:

$$F_0 = \frac{k_1(1+U)(1+US)\Phi_{\text{лопт}}F_c}{(P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}}}.$$

Диаметр кратера, см:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi}}.$$

7. Определяют скорость выхода газозвушной смеси из кратера горелки, м/с:

$$W_0 = \frac{V_r(1 + \alpha_1 V_0)}{3600 F_0 \cdot 10^{-4}}.$$

Полученная скорость должна быть больше предельной скорости $W_{пр}$, при которой происходит проскок пламени в отверстие диаметром d_0 . Значения максимальных предельных скоростей для природного газа, соответствующие проскоку пламени в открытых горелках без искусственных стабилизаторов, приведены в таблице 7.

Таблица 7

Максимальные предельные скорости для природного газа

d_0 , мм	5	10	20	30	40	50	60	70
$W_{пр}^{max}$, м/с	0,3	0,7	1,1	1,5	1,8	2,1	2,4	2,6
d_0 , мм	80	90	100	110	120	130	140	150
$W_{пр}^{max}$, м/с	2,8	3,0	3,1	3,3	3,4	3,5	3,7	8,8

Обычно соотношение между расчетным значением скорости в сечении кратера W_0 и значением предельной максимальной скорости проскока пламени в кратере должно выражаться равенством, м/с:

$$W_0 = m_1 \cdot m_2 \cdot m_3 \cdot W_{пр}^{max},$$

где m_1 – коэффициент, учитывающий свойства газа; m_2 – температурный коэффициент, учитывающий увеличение скорости распространения пламени при повышении температуры газозвушной смеси; m_3 – коэффициент глубины регулирования.

Коэффициент m_1 имеет следующие значения; для природного газа $m_1 = 1$; для сжиженного газа $m_1 = 1,3$; для генераторного газа $m_1 = 1,15$; для коксового газа $m_1 = 4,0$.

Коэффициент m_2 для неохлаждаемых туннельных головок принимается $m_2 = 1,2 \dots 1,5$ при отсутствии подогрева смеси. Если газозвушная смесь подогревается перед подачей в горелку до температуры $T_{см}$ (К), то коэффициент m_2 вычисляют по формуле

$$m_2 = \left(\frac{T_{см}}{273} \right)^2.$$

Коэффициент глубины регулирования m_3 представляет собой отношение максимальной производительности горелки к минимальной производительности

$$m_3 = \frac{V_{\Gamma}^{\max}}{V_{\Gamma}^{\min}}.$$

Коэффициент m_3 зависит от режима эксплуатации газопотребляющего оборудования, для которого предназначена рассчитываемая горелка. Для промышленных печей и котлов обычно можно принимать $m_3 = 2...4$.

Если известны скорости W_0 и $W_{\text{пр}}^{\max}$, то коэффициент глубины регулирования определяют по формуле

$$m_3 = \frac{W_0}{m_1 m_2 W_{\text{пр}}^{\max}}.$$

8. Диаметр горловины смесителя определяют по формуле, мм

$$d_{\Gamma} = \sqrt{\Phi_{\text{лопт}}} d_0.$$

9. Диаметр диффузора эжекционного смесителя, мм:

$$d_{\text{д}} = 1,25 d_0.$$

При этом рекомендуется не выходить за пределы оптимальной формы смесителя, показанной на рис. 4, характеризующейся отношением $d_0/d_{\Gamma} = (1,2...1,6)$.

Для принятого значения диаметра диффузора находят степень уширения диффузора $d_{\text{д}}/d_{\Gamma}$ и по графику на рис. 5 определяют коэффициент k потерь эжектора во втором приближении. Если этот коэффициент отличается от первоначально принятого в п. 5 значения k более, чем на $\pm 2\%$, расчет повторяют заново с п. 5.

10. Назначают конструктивные размеры головки и эжекционного смесителя горелки пропорционально диаметрам d_{Γ} и d_0 в соответствии с рекомендуемыми соотношениями для оптимальной формы горелки, изображенной на рис. 4.

Оптимальные размеры туннеля изображены на рис. 4. Следует, однако, иметь в виду, что длину туннеля для горелок с диаметром $d_0 = 86...134$ мм можно уменьшить до $1,5D_{\Gamma}$, а для горелок диаметром $D_0 = 154...270$ мм длину туннеля можно принимать $500...700$ мм.

13. После определения основных размеров туннеля необходимо установить значение теплового напряжения поверхности туннеля, кВт/м²:

$$E_{\text{тун}} = \frac{V_{\text{г}} Q_{\text{н}}}{3600 \pi D_{\text{т}} L_{\text{т}}}.$$

Нормальное тепловое напряжение внутренней поверхности туннеля должно находиться в пределах 230...815 кВт/м².

11. В инженерной практике иногда необходимо определять параметры работы, подобранной из каталогов газовой горелки среднего давления для конкретных эксплуатационных условий. В этом случае рекомендуется прежде всего определить параметр A_1 горелки по формуле

$$A_1 = \frac{k(1+U)(1+US)\Phi_{\text{лопт}} F_c}{(P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} F_0}.$$

Если $A_1 = 1$, то горелка будет работать в оптимальном режиме.

Если из задания на расчет горелки получается $A_1 > 1$, то это означает, что горелка не может обеспечить требуемую эжекционную способность.

В случае $A_1 < 1$ располагаемое давление газа будет больше минимально необходимого. В этом случае целесообразно увеличить скорость W_0 выхода смеси из кратера горелки и, соответственно, уменьшить площадь F_0 . Это приводит к сокращению размеров горелки и к увеличению глубины регулирования. Горелки полного предварительного смешения допускают значительные увеличения форсировок без потери устойчивости, поэтому их целесообразно рассчитывать на оптимальный режим (при $A_1 = 1$).

12. При сверхкритическом отношении давлений $P_2/P_1 < 0,546$ (т. е. при $\Delta P_r \geq 85$ кПа) сужающиеся сопла применять нельзя. В этих случаях применяют сопла Лавалля, а критическое (самое узкое) сечение его определяют по формуле

$$F_{\text{кр}} = e(P_2/P_1)^{\frac{1}{k}} \sqrt{1 - (P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}}} F_c,$$

$$\text{где } e = \sqrt{\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}} \frac{2}{k-1}}.$$

Для показателя адиабаты $k = 1,3$ величина $e = 4,43$; для $k = 1,4$ значение $e = 3,88$.

13. При использовании рассчитанной эжекционной горелки среднего давления для сжигания других газов с сильно отличающимися характеристиками или при значительном изменении начального давления газа целесообразно изменить диаметр сопла, не изменяя других конструктивных размеров горелки. Новые параметры работы горелки рассчитывают с помощью так называемой *постоянной горелки с*:

$$c = \frac{2,48F_{\Gamma}\mu_c}{k + k_1\Phi_1^2}, \quad (12)$$

$$c = \frac{V_{\Gamma}(1+U)(1+US)\sqrt{S}}{\sqrt{\varepsilon_p\Delta P_{\Gamma}}} \left(1 - \frac{k_2B}{k + k_1\Phi_1^2}\right), \quad (13)$$

где $\varepsilon_p = \frac{k}{k-1} \cdot \frac{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)}$ (P_2 / P_1) – коэффициент, учитывающий

расширение газа при истечении из сопла.

3.3. Расчет подовых горелок

Подовые горелки относятся к горелкам внешнего смешения, поскольку подача первичного воздуха внутрь горелки отсутствует, а весь необходимый для горения воздух подается непосредственно в топочное пространство за счет разрежения в топке.

Горелка представляет собой, как правило, перфорированную трубу диаметром 35...100 мм, установленную в щели различной конфигурации. Щель устраивается в поду так, чтобы поступающий снизу воздух распространялся равномерно по всей длине горелки. Огневые отверстия в трубе располагаются обычно в шахматном порядке в два ряда с углом между осями в 25...180°. Взаимное пересечение воздушного потока и газовых струй в узком канале обеспечивает хорошее их смешение, а раскаленные стенки канала – надежное воспламенение смеси. Оптимальная скорость выхода природного газа из отверстий коллектора составляет 25...80 м/с, а скорость воздуха в плоскости коллектора – 2,5...8 м/с.

Глубиной проникания струи газа h в воздушный поток называется расстояние от плоскости выхода струи до ее оси, принявшей направление движения воздушного потока (рис. 6).

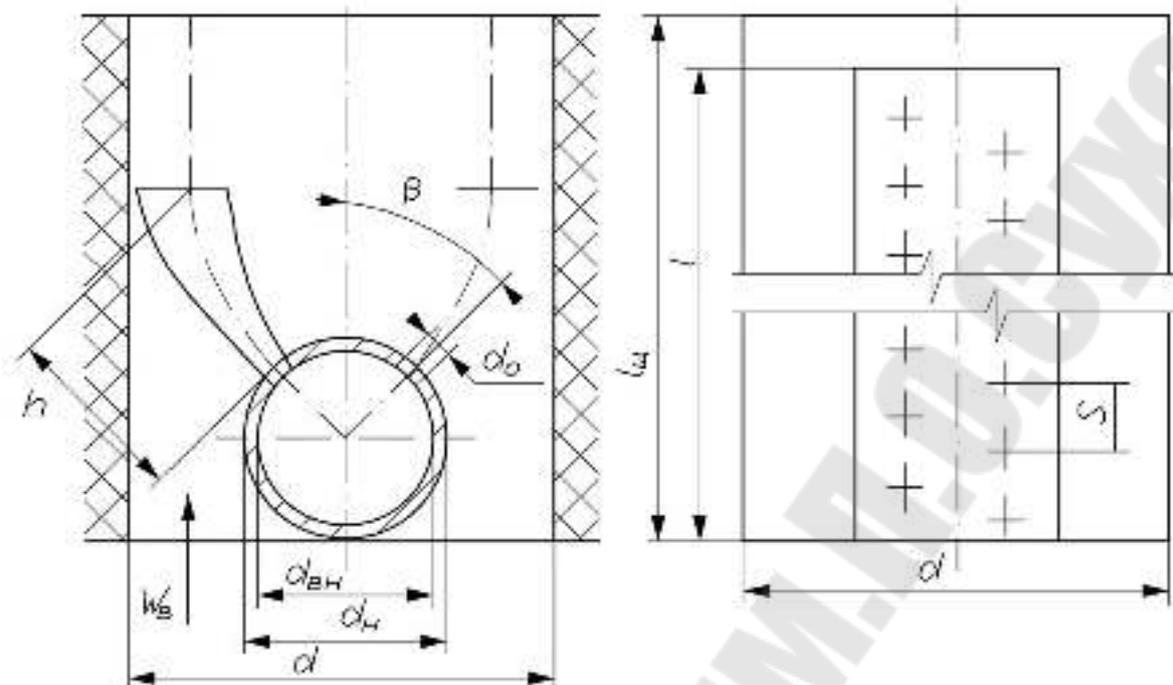


Рис. 6. Схема подовой горелки

Глубина h проникания газовой струи тесно связана с диаметром d_0 огневых отверстий и углом β атаки газовой струи по отношению к воздушному потоку. Эта связь определяется формулой

$$\frac{h}{d_0} = k \frac{W_{\Gamma}}{W_{\text{В}}} \sqrt{\rho_{\Gamma}/\rho_{\text{В}}} \sin \beta, \quad (14)$$

где k – опытный коэффициент, зависящий от относительного шага s/d_0 между газовыми отверстиями; W_{Γ} , $W_{\text{В}}$ – скорости соответственно истечения газа и воздушного потока; ρ_{Γ} , $\rho_{\text{В}}$ – плотности соответственно газа и воздуха; β – угол атаки газовой струи.

Значение опытного коэффициента k для различных относительных шагов s/d_0 показано на рис. 7.

Давление газа перед подовыми горелками обычно составляет 800...1000 Па для отопительных котлов и 5000...10000 Па – для производственных.

Данные испытаний подовых горелок показывают, что при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,17...1,37$ они могут работать практически без химического недожога. Подача необходимого количества воздуха обеспечивается за счет разрежения в топке котла. Минимальное разрежение для топок чугунных отопительных котлов составляет 8, а для производственно-отопительных – 20...30 Па.

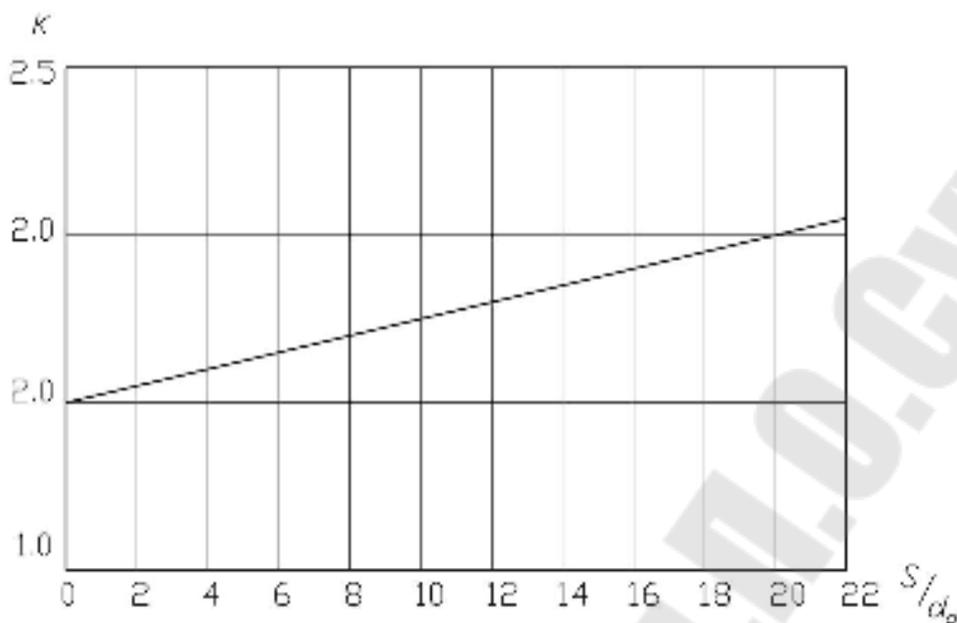


Рис. 7. Значение опытного коэффициента k для различных относительных шагов

Рекомендуется следующий порядок расчета диффузионных по-
довых горелок:

1. По заданному давлению газа определяют скорость выхода га-
за из огневых отверстий коллектора, м/с:

$$W_{\Gamma} = \mu \sqrt{2\Delta P_{\Gamma} / \rho_{\Gamma}},$$

где μ – коэффициент расхода отверстий (обычно $\mu = 0,7$); ΔP_{Γ} – дав-
ление газа, Па; ρ_{Γ} – плотность газа, кг/м³.

2. По заданному расходу газа V_{Γ} , м³/ч, находят суммарную пло-
щадь отверстий горелки, мм²:

$$F_0 = \frac{V_{\Gamma} \cdot 10^6}{3600 W_{\Gamma}}.$$

3. Поперечное сечение трубы коллектора $F_{\text{тр}}$ рекомендуется при-
нимать в 1,5...2,5 раза больше суммарного сечения выходных отвер-
стий, мм²:

$$F_{\text{тр}} = (1,5 \dots 2,5) F_0.$$

По найденному поперечному сечению выбирают по соответствующим
ГОСТам стальную бесшовную трубу для коллектора (ГОСТ 8732-66
или ГОСТ 8734-66). Следует учитывать, что стандартное обозначение

трубы указывает нужный диаметр и толщину стенки $d_n = 8$ мм. Следовательно, трубу для коллектора выбирают из значений по ГОСТам по внутреннему диаметру

$$d_{вн} = d_n - 2\delta = \sqrt{\frac{4F_{тр}}{\pi}}.$$

Скорость движения газа в коллекторе рекомендуется принимать не более 20 м/с:

$$W_{тр} = \frac{V_{г} \cdot 10^6}{3600 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d_{вн}^2} \leq 20.$$

4. Определяют ориентировочную длину щели для размещения горелки по формуле, м:

$$l_{щ} = \frac{V_{г} Q_n}{3600 N q_k},$$

где Q_n – теплота сгорания газа, кДж/м³; N – количество газовых горелок в котле; q_k – удельная тепловая нагрузка на 1 м длины горелки, кВт/м.

Для отопительных котлов q_k – 230...460 кВт/м; для котлов малой производительности с высотой топки до 3 м величина q_k – 1150...1750 кВт/м; для котлов средней производительности с высотой топки более 3 м рекомендуют q_k – 2300...3500 кВт/м.

Длина коллектора горелки обычно принимается на 30...50 мм меньше длины щели и на 100...150 мм меньше длины колосниковой решетки котла.

5. Рассчитывают скорость воздуха в узком сечении щели между стенкой и трубой коллектора, задаваясь значением разрежения в топке $\Delta P_{топ}$, м/с:

$$W_{в} = \mu_{в} \sqrt{2 \frac{\Delta P_{топ}}{\rho_{в}}}.$$

Коэффициент расхода $\mu_{в}$ можно принимать равным 0,7.

6. Рассчитывают длину щели по формуле, м:

$$d = \frac{\alpha V_0 V_{г}}{3600 W_{в} l_{щ}} \cdot \frac{T_{в}}{273} + d_n,$$

где α – коэффициент избытка воздуха; T_v – температура воздуха, K; d_n – наружный диаметр коллектора, м.

7. Находят глубину проникания газовой струи из условия стабильности горения по формуле

$$h = (0,85 \dots 0,90) \frac{d - d_n}{2} \approx 0,45(d - d_n).$$

8. Вычисляют диаметр газовых отверстий, используя формулу (14), мм:

$$d_0 = \frac{h}{k} \frac{W_B}{W_r} \sqrt{\rho_B / \rho_r} \frac{1}{\sin \beta}.$$

Значением опытного коэффициента k задаются в первом приближении в пределах, указанных на графике рис. 7. Угол атаки β рекомендуется выбирать в пределах $30 \dots 45^\circ$.

9. Шаг газовых отверстий определяют по эмпирической формуле, мм:

$$S = 0,75h + (2 \dots 5).$$

Вычисляя относительный шаг S/d_0 , находят по графику на рис. 7 коэффициент k и уточняют диаметр d_0 отверстий во втором приближении.

Для чугунных котлов целесообразно принимать диаметр отверстий $d_0 = 1,3 \dots 2,0$ мм с шагом $S = 13 \dots 20$ мм. Для производственных котлов обычно $d_0 = 2 \dots 4$ мм и $S = 20 \dots 30$ мм. Оптимальные значения диаметров d_0 получают соответствующим выбором угла β атаки газовой струи. При этом следует учитывать, что с увеличением угла β уменьшается необходимый коэффициент избытка воздуха.

10. Определяют количество газовых отверстий в коллекторе горелки, шт.

$$n_0 = \frac{F_0}{f_0},$$

где F_0 – суммарная площадь выходных отверстий горелки; f_0 – площадь одного газового отверстия,

$$f_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}.$$

11. Рассчитывают длину коллектора горелки, мм:

$$l = \frac{(n_0 - 1)S}{2} + 2S.$$

Полученная длина l коллектора должна отличаться от предварительно принятой не более чем на 10 %. В противном случае необходимо повторно пересчитать горелки.

Если заданы основные размеры подовой диффузионной горелки и известен расход газа, необходимое для нормальной работы горелки давление газа определяют по уравнению, Па:

$$\Delta P_{\Gamma} = \left[\frac{1}{\mu_0^2} + \sum \zeta \left(\frac{F_0}{F_{\text{тр}}} \right)^2 \right] \frac{W_{\Gamma}^2}{2} \rho_{\Gamma},$$

где $\mu_0 = 0,65 \dots 0,70$ – коэффициент расхода выходных отверстий; $\sum \zeta$ – сумма коэффициентов гидравлических сопротивлений горелки от задвижки до выходных отверстий. Коэффициент ζ относится к динамическому давлению газа в коллекторе и может быть принят для ориентировочных расчетов $\sum \zeta = 2,5$; F_0 – суммарная площадь выходных отверстий, $F_0 = n_0 \frac{\pi d_0^2}{4}$; $F_{\text{тр}}$ – площадь сечения коллектора, $F_{\text{тр}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4}$; W_{Γ} – скорость газа на выходе из отверстий, м/с, $W_{\Gamma} = \frac{4V_{\Gamma} \cdot 10^6}{3600n_0d_0^2\pi} = \frac{V_{\Gamma} \cdot 10^6}{3600F_0}$; ρ_{Γ} – плотность газа, кг/м³.

4. РАСЧЕТ ВЫСОТЫ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ

На эффективность рассеивания загрязняющих примесей в атмосферном воздухе влияют следующие факторы: состояние атмосферы; скорость ветра; мощность выбросов, их скорость и состав; высота дымовой трубы.

Для практических расчетов рассеивания в атмосфере необходимо учитывать требования СНиП II-35-76 и использовать методику ОНД-86, разработанную Главной геофизической обсерваторией имени А. И. Воейкова. Эта методика учитывает самые неблагоприятные метеорологические условия. При этих условиях максимальная приземная концентрация вредного ингредиента C_{max} при выбросе из дымовой трубы определяется по формуле

$$C_{\max} = AMFmn\eta / (h^2 \sqrt[3]{V_{\Gamma} \Delta T}),$$

где A – коэффициент, зависящий от температурной стратификации атмосферы, определяющий условия вертикального и горизонтального рассеивания вредных веществ в воздухе, $c^{2/3} \cdot \text{мг/К}^{1/3}$ (для субтропической зоны Средней Азии $A = 250$, для Казахстана, Нижнего Поволжья, Кавказа, Молдавии, Сибири, Дальнего Востока $A = 200$, для европейской части территории СНГ, Среднего Поволжья, Урала и Украины $A = 100$); M – суммарное количество вредных веществ, г/с; F – безразмерный коэффициент, учитывающий скорость оседания (для газообразных токсогенов $F = 1$; для пыли, золы, кокса при степени улавливания более 90 % $F = 2$, при 75–90 % $F = 25$, при отсутствии очистки $F = 3$); m и n – безразмерные коэффициенты, учитывающие условия выхода дымовых газов из устья трубы; h – высота дымовой трубы, м; V_{Γ} – объем дымовых газов, $\text{м}^3/\text{с}$; ΔT – разность между температурой дымовых газов и максимально возможной температурой окружающего воздуха; η – безразмерный коэффициент, учитывающий влияние рельефа местности (для равнинной $\eta = 1$);

$$m = 1 / (0,67 + 0,1\sqrt{f} + 0,34\sqrt[3]{f}) \text{ при } f < 100;$$

$$m = 1,47 / \sqrt[3]{f} \text{ при } f \geq 100;$$

f – вспомогательный параметр, $f = 10^3 / \omega_0^2 D_0 / (h^2 \Delta T)$, $\text{м}/(\text{с}^2 \cdot \text{°C})$;
 ω_0 – скорость газов в устье дымовой трубы, м/с; D_0 – диаметр устья дымовой трубы, м;

$$n = 1 \text{ при } v_{\max} \geq 2;$$

$$n = 0,532 v_{\max}^2 - 2,13 v_{\max} + 3,13 \text{ при } 0,5 \leq v_{\max} < 2; \quad (15)$$

$$n = 4,4 v_{\max} \text{ при } v_{\max} < 0,5 \text{ м/с,}$$

где v_{\max} – опасная скорость ветра, определяемая по формуле

$$v_{\max} = 0,65 \sqrt[3]{V_{\Gamma} \Delta T / h}.$$

Должно соблюдаться неравенство $C_{\max} \leq \text{ПДК}$, в противном случае необходимо либо уменьшить количество токсогенов M , либо увеличить высоту трубы h .

Максимальная концентрация будет достигаться по направлению ветра на расстояние

$$X_{\max} = [(5 - F) / 4] dh, \text{ м,}$$

где d – безразмерная величина, равная при $f < 100$

$$\text{при } v_{\max} \leq 0,5 \quad d = 2,48(1 + 0,28 \sqrt[3]{f}); \quad (16)$$

$$\text{при } 0,5 < v_{\max} \leq 2 \quad d = 4,95v_{\max} (1 + 0,28 \sqrt[3]{f}); \quad (17)$$

$$\text{при } v_{\max} > 2 \quad d = 7\sqrt{v_{\max}} (1 + 0,28 \sqrt[3]{f}). \quad (18)$$

При $f > 100$ или $\Delta T \approx 0$

$$\text{при } v_{\max} \leq 0,5 \quad d = 5,7;$$

$$\text{при } 0,5 < v_{\max} \leq 2 \quad d = 11,4v_{\max};$$

$$\text{при } v_{\max} > 2 \quad d = 16\sqrt{v_{\max}}.$$

Высота дымовой трубы, обеспечивающая приземную концентрацию загрязняющих веществ ниже ПДК с учетом фонового загрязнения, определяется из выражения

$$h = \sqrt{\frac{AFmn[M_{\text{SO}_2} + (\text{ПДК}_{\text{SO}_2} / \text{ПДК}_{\text{NO}_2})M_{\text{NO}_2}] [z / (V_r \cdot \Delta T)]^{1/3}}{\text{ПДК}_{\text{SO}_2} - C_{\text{SO}_2}^{\phi} - (\text{ПДК}_{\text{SO}_2} / \text{ПДК}_{\text{NO}_2})C_{\text{NO}_2}^{\phi}}},$$

где $C_{\text{SO}_2}^{\phi}$, $C_{\text{NO}_2}^{\phi}$ – фоновые концентрации вредных примесей в атмосфере, мг/м^3 ; z – число труб одинаковой высоты.

Литература

1. Адамов, В. А. Сжигание мазута в топках котлов / В. А. Адамов. – Ленинград : Недра, 1989.
2. Ширлин, А. С. Основы сжигания газового топлива / А. С. Ширлин. – Ленинград : Недра, 1987.
3. Хазмалян, Д. Я. Теория горения и топочные устройства / Д. Я. Хазмалян, Я. Н. Коган. – Москва : Энергия, 1976.
4. Сидельковский, Л. Н. Котельные установки промышленных предприятий / Л. Н. Сидельковский, В. Н. Юренев. – Москва : Энергоиздат, 1988.
5. Сборник методик по расчету выбросов в атмосферу загрязняющих веществ различными производствами. Ленинград: Гидрометеиздат, 1986.
6. Валиков, А. Н. Сжигание газового и жидкого топлива в котлах малой мощности / А. Н. Валиков. – Ленинград : Недра, 1989.
7. Лиходиевский, В. Л. Горение топлива и снижение вредных выбросов : практ. пособие к лаб. работам / В. Л. Лиходиевский, Н. В. Овсянник, Е. М. Иванова. – Гомель, 1993.
8. Лиходиевский, В. Л. Горение топлива и снижение вредных выбросов : практ. рук. / В. Л. Лиходиевский, Н. В. Овсянник, Е. М. Иванова. – Гомель, 2001.

Содержание

Введение.....	3
1. Физико-химические свойства горючих газов	4
1.1. Плотность газа	4
1.2. Теплота сгорания газа	4
2. Расчет показателей горения топлива	5
2.1. Расчет расхода воздуха	5
2.2. Расчет объема продуктов сгорания.....	6
2.3. Концентрационные пределы воспламенения.....	7
2.4. Скорость распространения пламени.....	9
3. Расчет газовых горелок.....	11
3.1. Расчет эжекционных горелок низкого давления	12
3.2. Расчет эжекционных горелок среднего давления	21
3.3. Расчет подовых горелок	30
4. Расчет высоты дымовой трубы	35
Литература	38

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

ГОРЕНИЕ ТОПЛИВА И СНИЖЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ

**Методические указания
к контрольным работам по одноименной дисциплине
для студентов специальности 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»
заочной формы обучения**

Электронный аналог печатного издания

Автор-составитель: **Лиходиевский** Валерий Леонидович
Овсянник Наталья Владимировна
Звездкина Екатерина Марковна

Редактор *Н. И. Жукова*
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 01.06.07.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Цифровая печать. Усл. печ. л. 2,32. Уч.-изд. л. 2,52.

Изд. № 53.

E-mail: ic@gstu.gomel.by

<http://www.gstu.gomel.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0131916 от 30.04.2004 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48.