

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

ПРАКТИКУМ

**по одноименной дисциплине
для студентов специальности 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2019

УДК 662.61(075.8)
ББК 31.350.4я73
Г68

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 6 от 27.02.2018 г.)*

Составитель *Е. Н. Макеева*

Рецензент: зав. каф. «Электроснабжение» ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *А. О. Добродей*

Горение топлива и снижение вредных выбросов : практикум по одноим. дисциплине для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» днев. и заоч. форм обучения / сост. Е. Н. Макеева. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2019. – 50 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: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-397-4.

Предназначен для организации дифференцированной работы на практических занятиях и самостоятельной подготовки, охватывает широкий круг вопросов теоретической и практической направленности и включает в себя: расчет механической форсунки, определение времени прогрева и выгорания капель жидкого топлива, расчет газогорелочных устройств, расчет выбросов загрязняющих веществ и влияние различных факторов на их содержание в продуктах сгорания, расчет и выбор высоты дымовой трубы и фильтров для очистки дымовых газов.

Для студентов специальности 1-43 01 05 «Промышленная теплоэнергетика» дневной и заочной форм обучения.

**УДК 662.61(075.8)
ББК 31.350.4я73**

ISBN 978-985-535-397-4

© Макеева Е. Н., составление, 2019
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2019

1. РАСЧЕТ МЕХАНИЧЕСКИХ ФОРСУНОК

Механической форсункой называется устройство для распыливания жидкостей, работающее с использованием принципа дробления струи под воздействием внутренних гидромеханических сил, которые формируются при течении жидкости в проточных элементах форсунки.

Основными параметрами механических форсунок, определяющими их особенности, условия применения и эксплуатационные требования, являются рабочие, конструктивные и технологические.

1.1. Гидравлический расчет

Целью гидравлического расчета форсунок является определение производительности и угла раскрытия факела форсунки в зависимости от ее геометрических характеристик или, наоборот, определение основных геометрических характеристик форсунки в зависимости от ее заданной производительности и угла раскрытия факела.

При расчете форсунок принимается, что режимы течения жидкости в рабочем интервале расходов находятся в области автомодельности и расходная кривая может быть выражена формулой

$$G = KM\sqrt{\Delta p\rho}, \quad (1.1)$$

где K – обобщенный коэффициент пропорциональности; M – масштаб форсунки; ρ – плотность, кг/м^3 .

Основные конструктивные размеры форсунки должны выбираться с таким расчетом, чтобы были выполнены следующие соотношения размеров:

$$0,9 > \frac{d}{D} > 0,25; \quad \frac{nf}{D^2} > 0,1; \quad n \geq 2; \\ l_c = (0,1-0,4)d; \quad h_{кз} = (1-5)h_k, \quad (1.2)$$

где $h_{кз}$ – высота камеры завихривания; h_k – высота тангенциального канала.

Масштаб форсунки вычисляется по формулам:

$$M = \frac{G}{K\sqrt{\Delta p\rho}}, \quad (1.3)$$

где G в кг/ч ; M в мм^2 ; Δp в кгс/см^2 ; ρ в кг/м^3 ;

$$M = \frac{1}{\sqrt{\left(\frac{D}{d}\right)^{1,6} \frac{1}{(nf)^2} + \frac{1,5}{d^2}}}. \quad (1.4)$$

Значение коэффициента K определяется в зависимости от производительности форсунки и вязкости топлива по графику (рис. 1.1).

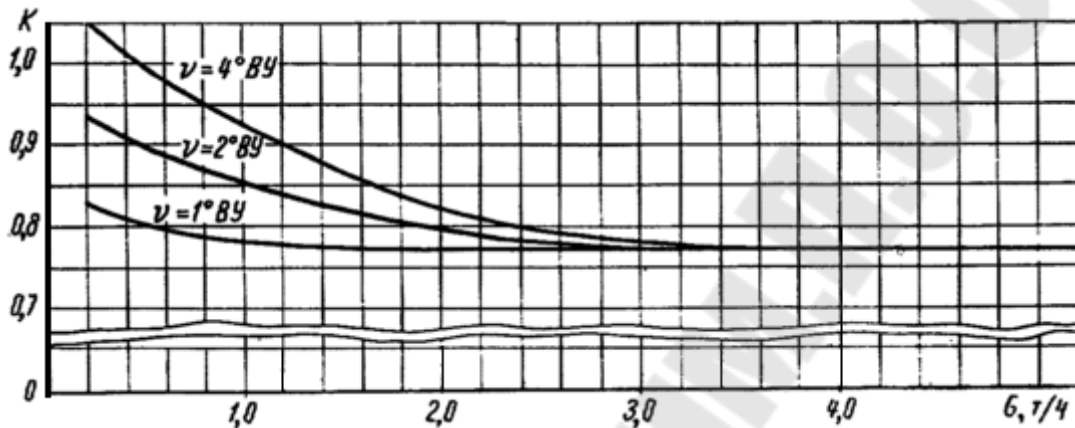


Рис. 1.1. Определение коэффициента K (при $G > 4$ $k = 0,77$)

Геометрическая характеристика форсунки находится по формуле

$$A = \frac{d^{1,2} D^{0,8}}{nf} = \left(\frac{\alpha_{\Phi}}{60}\right)^3. \quad (1.5)$$

Диаметр сопла форсунки вычисляется по зависимости

$$d = \sqrt{M \sqrt{A^2 + 1,5}}. \quad (1.6)$$

Диаметр камеры завихривания выбирают из конструктивных соображений, учитывая, что при большой величине D увеличиваются габариты форсунки, а при малой – повышаются требования к качеству обработки и понижается равномерность распределения распыленной жидкости по окружности факела. Практически для форсунок большой производительности (более 2 т/ч) снижение габаритов имеет большое значение, поэтому следует принимать $d \approx (0,7-0,9)D$, а для форсунок малой производительности (менее 1 т/ч) – $d \approx (0,1-0,5)D$.

Общая площадь тангенциальных каналов вычисляется по формуле

$$nf = \frac{d^{1,2} D^{0,8}}{A}. \quad (1.7)$$

Форму сечения тангенциального канала рекомендуется выполнять в виде прямоугольника с соотношением сторон, близким 1:1, или в виде круга. Тангенциальных каналов должно быть не менее двух. При выборе количества и сечения тангенциальных каналов следует иметь в виду, что с увеличением количества каналов равномерность распределения жидкости по окружности факела повышается, габариты форсунки уменьшаются, однако опасность засорения и забивания форсунки коксом увеличивается. Во всех случаях ширина тангенциального канала не должна быть более его длины.

Технологический диаметр камеры завихривания определяется по формуле

$$D_T = (1,02-1,03)D + b, \quad (1.8)$$

где b – ширина тангенциального канала.

1.2. Расчет дисперсности распыливания

При распыливании жидкостей форсунками механического типа принимается, что закон распределения капель по классам мелкости с достаточной для практических целей точностью может быть выражен зависимостью

$$n = Ne^{-a^2\delta^2}, \quad (1.9)$$

где δ – текущий диаметр капли; n – количество капель, размер которых больше δ ; N – общее количество капель в заданной массе распыленной жидкости; a – параметр распределения, $a = 2,146 \cdot 10^{-3} \sqrt{\frac{\Delta p}{M}}$.

Наиболее вероятный диаметр капли (в мкм) определяется по формуле

$$\delta_0 = \frac{1}{a\sqrt{2}}. \quad (1.10)$$

Максимальный диаметр капли (в мкм) в объеме распыленного факела, состоящего из N капель, вычисляется по формуле

$$\delta_{\max} = \sqrt{\frac{\lg N}{a^2 \lg n}}. \quad (1.11)$$

Для оценки дисперсности распыливания рекомендуется пользоваться максимальным диаметром капли, отнесенным к 100 каплям

распыленного факела на максимальном радиусе орошения, который может относительно легко и точно определяться экспериментальным путем.

Максимальный диаметр капли, отнесенный к 100 каплям, выражается следующей формулой

$$\delta_{\max 100} = \frac{2,146}{a}. \quad (1.12)$$

Связь между массой распыленной жидкости и соответствующим данной массе максимальным диаметром капли выражается зависимостью

$$B_{\text{ж}} = 4,82\rho\delta_{\max}^3 \frac{\delta_{\max}}{\delta_{\max 100}} \left[0,00464e^{4,1\left(\frac{\delta_{\max}}{\delta_{\max 100}}\right)^2} + 0,06e^{2,56\left(\frac{\delta_{\max}}{\delta_{\max 100}}\right)^2} \right]. \quad (1.13)$$

Общее количество капель в этой массе жидкости вычисляется по формуле

$$N = e^{a^2\delta_{\max}^2}. \quad (1.14)$$

Поверхность всех капель распыленной жидкости с массой B определяется по формуле

$$S = 0,68\delta_{\max 100}^2 e^{4,61\left(\frac{\delta_{\max}}{\delta_{\max 100}}\right)^2}, \quad (1.15)$$

где $\delta_{\max 100} = 1000\sqrt{\frac{M}{\Delta p}}$.

Пересчет дисперсности распыливания с воды на жидкости с иными физическими свойствами производится по формуле

$$\delta_{\text{ж}} = \delta_{\text{вод}} \left(\frac{\nu_{\text{ж}}}{\nu_{\text{вод}}} \right)^{0,8} \left(\frac{\sigma_{\text{ж}}}{\sigma_{\text{вод}}} \right)^{0,5}, \quad (1.16)$$

где $\delta_{\text{вод}}$ – размер капли при распыливании воды; $\delta_{\text{ж}}$ – размер капли при распыливании жидкости с физическими параметрами, отличными от воды; ν и σ – соответственно вязкость и поверхностное натяжение.

Расчет дисперсности распыливания на различных радиусах орошения производится при помощи зависимости

$$\delta_{\max_r} = \delta_{\max_R} \frac{r^2}{R^2}, \quad (1.17)$$

где δ_{\max_R} – максимальный диаметр капли на радиусе орошения R ; δ_{\max_r} – максимальный диаметр капли на радиусе орошения r .

1.3. Расчет диапазона регулирования

Диапазон регулирования форсунки зависит от соответствия качества распыливания топлива при регулировании производительности форсунки заданным требованиям по условиям организации процесса сжигания топлива.

Для механических форсунок диапазон регулирования производительности и давления топлива перед форсункой с достаточной степенью точности может рассчитываться на основе заданных значений максимального (или наиболее вероятного) диаметра капли на номинальной и минимальной нагрузке:

$$\frac{G_{\min}}{G_{\max}} = \sqrt{\frac{\Delta p_{\min}}{\Delta p_{\text{ном}}}} = \frac{\delta_{\max_{\text{ном}}}}{\delta_{\max_{\min}}} = \frac{\delta_{0_{\text{ном}}}}{\delta_{0_{\min}}}. \quad (1.18)$$

Необходимый размер капли на минимальной нагрузке определяется по условиям выгорания распыленного топлива в объеме топочного устройства.

2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ВРЕМЕНИ ПРОГРЕВА И ВЫГОРАНИЯ КАПЕЛЬ ЖИДКОГО ТОПЛИВА

Аналитическое рассмотрение процесса горения капли жидкого топлива основывается на учете взаимного влияния факторов, определяющих химическую кинетику, тепломассообмен, испарение и другие явления, сопровождающие горение и обусловленные им.

Капля жидкого топлива окружена атмосферой, насыщенной парами этого горючего. Вблизи от капли по сферической поверхности устанавливается зона горения, диаметр которого получается в 1–5 раз больше размера капли (рис. 2.1).

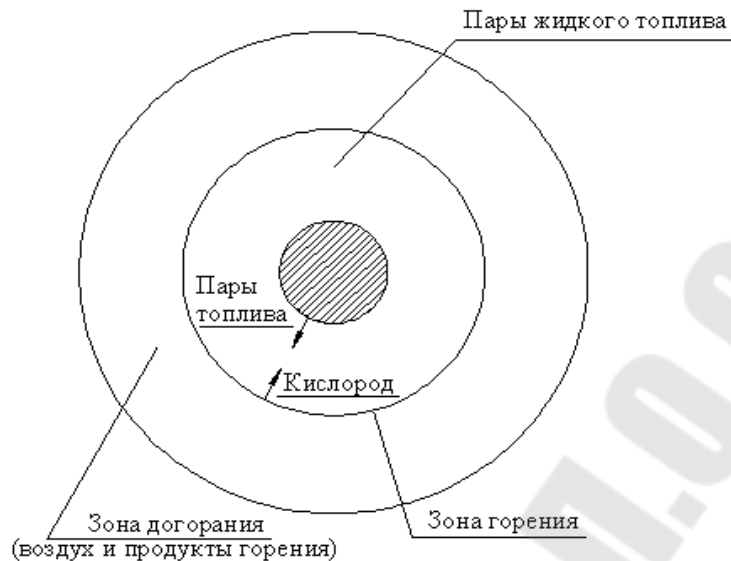


Рис. 2.1. Схема горения капли жидкого топлива

Химическое реагирование смеси паров жидкого топлива с окислителем происходит весьма быстро, поэтому зона горения достаточно тонка.

Скорость горения определяется наиболее медленной стадией процесса – скоростью испарения горючего. Испарение капли протекает за счет теплоты излучения из зоны горения. В пространстве между каплей и зоной горения находятся пары жидкого топлива и продукты горения, в пространстве вне зоны горения – воздух и продукты горения. В зону горения изнутри диффундируют пары топлива, а снаружи кислород. Здесь эти компоненты вступают в химическую реакцию, которая сопровождается выделением теплоты и образованием продуктов сгорания. Из зоны горения теплота переносится наружу и к капле, а продукты сгорания диффундируют в окружающее пространство между каплей и зоной горения. По мере выгорания капли из-за уменьшения поверхности общее испарение уменьшается, зона горения суживается и исчезает при полном выгорании капли.

Интенсивность тепло- и массообмена зависит от турбулентности потока и размера капель. Крупные капли из-за более высоких относительных скоростей горят быстрее, чем в какой-то степени компенсируется неравномерность распыливания.

Время прогрева капли значительно меньше времени испарения.

Для расчета времени прогрева капли топлива от холодного состояния до температуры кипения можно воспользоваться критерием нестационарного теплообмена Био:

$$Bi = \frac{\alpha(\delta/2)}{\lambda_{ж}} = \frac{Nu \lambda_{г}}{2 \lambda_{ж}}, \quad (2.1)$$

где Nu – критерий теплообмена от газов к капле топлива (при малых скоростях обтекания капли или когда капли движутся вместе с потоком $Nu = 2$); $\lambda_{г}$, $\lambda_{ж}$ – коэффициент теплопроводности газов и жидкого топлива; δ – диаметр капли, м.

Для нестационарного теплообмена при $Bi \leq 1,0$ и одинаковой температуре во всех точках шара:

$$\tau = \frac{(\delta/2)^2}{3Bi \cdot a_{ж}} \ln \frac{\theta_0}{\theta}, \quad (2.2)$$

где $a_{ж} = \frac{\lambda_{ж}}{\rho_{ж} c_{ж}}$ – коэффициент температуропроводности жидкости;

$\theta_0 = T_{ср} - T_0$; $\theta = T_{ср} - T$; T и T_0 – конечная и начальная температуры капли топлива; $T_{ср}$ – температура греющей среды.

Коэффициент горения:

$$k = \left(\frac{4}{\rho_{ж}} \right) Nu \Phi(T_{г}, T_{кип}), \quad (2.3)$$

$$\text{где } \Phi(T_{г}, T_{кип}) = \frac{\lambda}{c_{рп}} \ln \frac{\frac{r}{c_{рп}} + (T_{г} - T_{кип})}{\frac{r}{c_{рп}}}, \quad (2.4)$$

где $c_{рп}$ – теплоемкость паров топлива, кДж/(кг · °С); r – теплота парообразования топлива, кДж/кг.

В данной работе необходимо определить время прогрева холодных капель с $T_0 = 20$ °С солярового масла до достижения на их поверхности температуры кипения $T = 200$ °С; $\delta = 0,01; 0,1; 1,0; 2,0$ мм – диаметр капель; $\rho_{ж} = 900$ кг/м³ – плотность солярового масла; $\lambda_{ж} = 0,1163$ Вт/(м · °С) – теплопроводность топлива; $c_{ж} = 2,093$ кДж/(кг · °С) – теплоемкость топлива; $\lambda_{г} = 0,0698$ Вт/(м · °С) – теплопроводность газов; $T_{ср} = 1200$ °С – температура газов.

1. По формуле (2.1), подставляя λ_r , $\lambda_{ж}$ и $Nu = 2$, найти Bi .
2. По формуле (2.2) для различных δ определить τ , найдя предварительно $a_{ж} = 0,62 \text{ мм}^2/\text{с}$.

Таблица 2.1

δ , мм	0,01	0,1	1,0	2,0
τ , с				

3. В результате выполнения работы необходимо построить графическую зависимость влияния размера капель на время прогрева капли до температуры кипения $\tau = f(\delta)$ и сделать соответствующие выводы.

Определение времени выгорания капель мазута в факеле прямооточной горелки: диаметры $\delta_0 = 0,25; 0,5; 1,5; 2,0; 2,5$ мм; $T_r = 2000$ °С – температура газа в зоне горения капли; $T_{кип} = 300$ °С – температура кипения мазута; $\lambda = 8,72 \cdot 10^{-2}$ – коэффициент теплопроводности; $r = 218$ кДж/кг – теплота парообразования мазута; $c_{рп} = 2,09$ кДж/(кг · °С) – теплоемкость паров мазута; $\rho_m = 950$ кг/м³ – плотность мазута.

1. Функцию $\Phi(T_r, T_{кип})$ определить по формуле (2.4).
2. Коэффициент горения k определить по формуле (2.3).
3. Время выгорания капли определить из соотношения

$$\tau = \frac{\delta_0^2}{k}, \text{ с.} \quad (2.5)$$

Результаты вычисления свести в табл. 2.2.

Таблица 2.2

№ п/п	Значение функции $\Phi(T_r, T_{кип})$, кг/(м · ч)	Коэффициент горения k , мм ² /с	Диаметр капли δ_0 , мм	Время выгорания τ , с

4. Построить графическую зависимость, связывающую размер частиц и время выгорания в факеле прямооточной горелки и сделать соответствующий вывод о влиянии размера капли на время выгорания.

3. ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ГОРЮЧИХ ГАЗОВ

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

3.1. 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:

$$\rho_{\Gamma} = 0,01 \sum r_i \rho_i, \quad (3.1)$$

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:

$$\rho_i = \frac{\mu}{22,4}. \quad (3.2)$$

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

$$\rho_1 = \rho_{\Gamma} = \frac{273}{273 + t_1} \frac{p_1}{101,3}. \quad (3.3)$$

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

$$\rho = \frac{\rho_{\Gamma}}{1,293}, \quad (3.4)$$

где 1,293 – плотность воздуха при нормальных параметрах.

3.2. 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 газозоудшной 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 практи-

ке удаляется вместе с дымовыми газами. Оставшееся количество теплоты представляет собой низшую теплоту сгорания топлива.

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

$$Q_H = 0,01 \sum r_i Q_{Hi}, \quad (3.5)$$

где r_i – объемные доли содержания компонентов.

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

4. 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.

4.1. Расчет расхода воздуха

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

$$V_0 = \frac{1}{21} (0,5H_2 + 0,5CO + 2CH_4 + 3,5C_2H_6 + \\ + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 8C_5H_{12} - O_2), \quad (4.1)$$

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, %.

Горение не может быть полным, если воздух подается только в теоретически необходимом количестве, так как 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, м³/м³:

$$V_d = \alpha V_0, \quad (4.2)$$

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 $\alpha = 1,05-1,15$.

4.2. 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), $\text{м}^3/\text{м}^3$.

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01(\text{CO} + \text{CH}_4 + \sum mC_m\text{H}_n + \text{CO}_2). \quad (4.3)$$

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, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01[\text{H}_2 + 2\text{CH}_4 + \sum \frac{n}{2} C_m\text{H}_n + 0,124(d_{\text{г}} + \alpha V_0 d_{\text{в}})], \quad (4.4)$$

где $d_{\text{г}}$ и $d_{\text{в}}$ – 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 20–25 °С и относительной влажности его $\varphi = 50 \%$ и составляет 8–12 $\text{г}/\text{м}^3$. Таким его обычно и принимают в расчетах.

Что касается влагосодержания газообразного топлива, то, поскольку газ в населенные пункты попадает осушенным, величину $d_{\text{г}}$ 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 м^3 газа можно определить по формуле, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{N}_2} = 0,79\alpha V_0. \quad (4.5)$$

Количество кислорода, которое по завершении процесса горения оказывается избыточным и переходит в продукты сгорания, составляет, $\text{м}^3/\text{м}^3$:

$$V_{\text{O}_2} = 0,21(\alpha - 1)V_0. \quad (4.6)$$

5. 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 газовой 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 газовой 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.

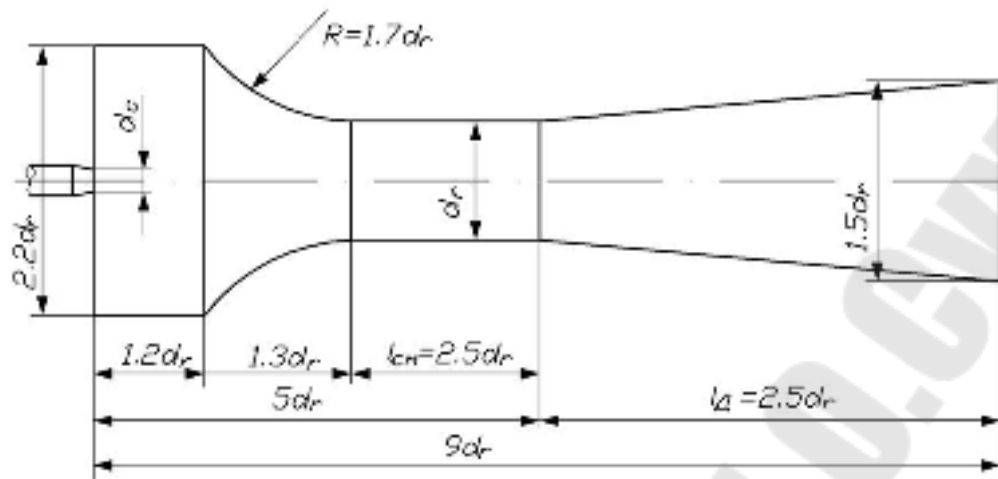
5.1. Расчет эжекционных горелок низкого давления

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

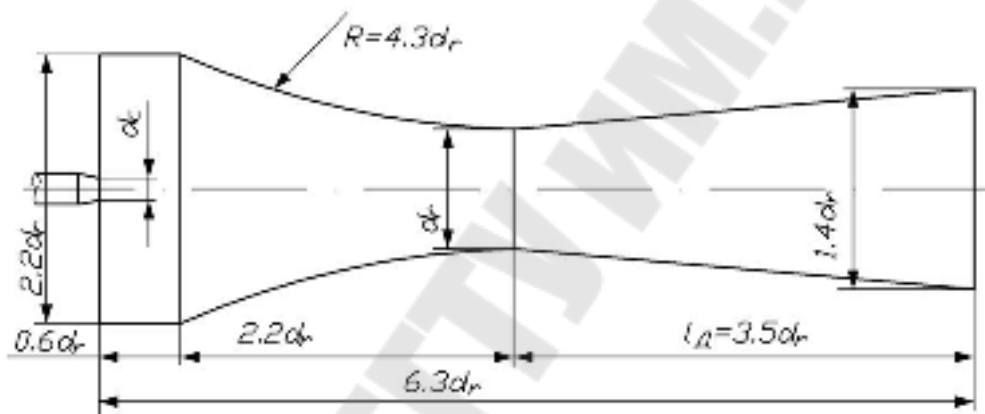
Конструктивно эжекционная горелка низкого давления состоит из двух частей – эжекционного смесителя и головки, на которой размещены огневые отверстия.

Эжекционный смеситель состоит из газового сопла, камеры смешения, состоящей из всасывающего конфузора и стабилизирующей горловины, а также диффузора, где повышается давление газоздушной 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.

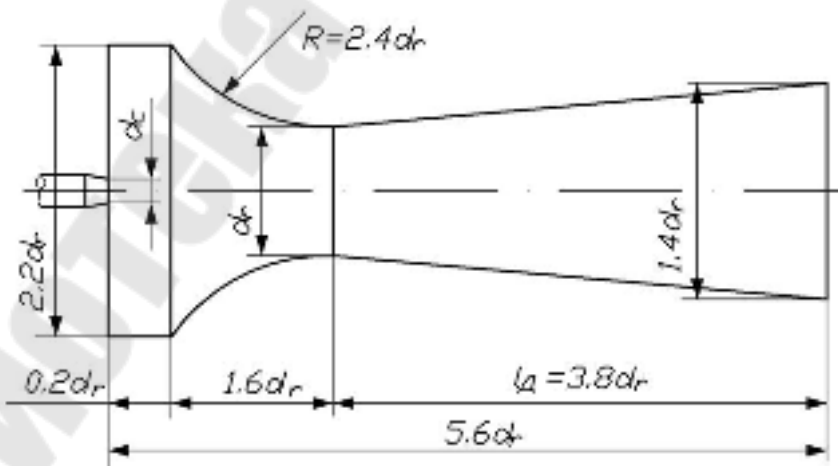
Гидравлическое совершенство эжекционного смесителя оценивается коэффициентом k потерь, учитывающим неравномерность поля скоростей в горловине эжектора, потери на трение и сопротивление диффузора в зависимости от его степени расширения. Практикой выработаны целесообразные формы эжекционных смесителей (рис. 5.1), рекомендуемые для использования в газовых горелках низкого давления. Оптимальной форме проточной части соответствует рис. 5.1, *а*, при которой гидравлические потери наименьшие. Коэффициент потерь для этой формы $k = 1,5$. Вариант, изображенный на рис. 5.1, *б*, имеет уменьшенные линейные размеры, но увеличенное сопротивление, коэффициент потерь $k = 2,1$. Самая короткая эжекторная трубка, показанная на рис. 5.1, *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.



а)



б)



в)

Рис. 5.1. Эжекционные трубки горелок низкого давления:
 а – оптимальная форма трубки, $k = 1,5$; б – укороченная трубка,
 $k = 2,1$; в – укороченная трубка, $k = 3,0$

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:

$$\Phi = F_r / F_c. \quad (5.1)$$

Оптимальная величина параметра Φ определяется уравнением:

$$\Phi_{\text{опт}} = k(1+U)(1+U\rho), \quad (5.2)$$

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

Диаметр d_c газового сопла определяется заданным расходом V_r газа и значением скорости истечения из сопла под действием перепада давления газа ΔP_r .

Потери энергии в головке горелки определяют с помощью коэффициента k_1 . Этот коэффициент учитывает гидравлические потери, связанные с истечением газозоудной 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 $\left(2 \frac{T_{\text{см}}}{273} - 1\right)$.

Таким образом, коэффициент потерь в головке горелки определяют по формуле

$$k_1 = \zeta_0 + 2 \frac{T_{\text{см}}}{273} - 1. \quad (5.3)$$

Оптимальное значение этого параметра определяют по формуле

$$\Phi_{1\text{опт}} = \sqrt{\frac{k}{k_1}}. \quad (5.4)$$

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 газозоудной смеси из отверстий головки, м/с:

$$W_0 = \frac{V_r(1+d_1V_0)}{3600F_0}. \quad (5.5)$$

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

Рекомендуется следующий порядок расчета эжекционной горелки низкого давления:

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

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

$$W_0 = \mu_c \sqrt{2 \frac{\Delta P_r}{\rho_r}}, \quad (5.6)$$

где μ_c – коэффициент расхода сопла; ΔP_r – 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.

3. Определяют площадь сопла, см^2 , и его диаметр, см:

$$F_c = \frac{V_r \cdot 10^4}{3600 W_c}; \quad d_c = \sqrt{\frac{4 F_c}{\pi}}. \quad (5.7)$$

4. Рассчитывают коэффициент эжекции горелки

$$U = \frac{\alpha_1 V_0}{\rho}. \quad (5.8)$$

5. В зависимости от заданного давления ΔP_r газа выбирают конструкцию эжекторного смесителя по рис. 5.1 и соответствующий коэффициент k потерь.

Для давлений перед горелкой $\Delta P_r < 1,0$ кПа рекомендуется применять эжекционную трубку оптимальной формы (рис. 5.1, а) с коэффициентом потерь $k = 1,5$. При более высоких давлениях газа целесообразно выбирать эжекционный смеситель форм, изображенных на рис. 5.1, б или рис. 5.1, в.

6. Вычисляют коэффициент потерь в головке горелки

$$k_1 = \zeta_0 + 2 \frac{T_{\text{см}}}{273} - 1, \quad (5.9)$$

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 $\mu_0 = 0,65–0,70$.

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 $\mu_0 = 0,75–0,82$, причем меньшие значения следует выбирать для коротких каналов с малыми диаметрами.

Температура $T_{см}$ 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

$$T_{см} = 323–423 \text{ (} 50–150 \text{ } ^\circ\text{C)}. \quad (5.10)$$

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

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

$$F_0 = \sqrt{k}(1+U)(1+U\rho)F_c. \quad (5.11)$$

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

$$W_0 = \frac{V_r(1+d_1V_0)}{3600F_0 \cdot 10^{-4}}. \quad (5.12)$$

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 табл. 5.1.

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	–	–	–

9. Ориентируясь на значение скорости выхода смеси W_0 , из табл. 5.1 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 табл. 5.1. 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 :

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi}}. \quad (5.13)$$

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.

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

$$n_0 = \frac{4F_0}{\pi d_0^2}. \quad (5.14)$$

11. По данным табл. 5.2 выбирают расстояние между осями отверстий в одном ряду (шаг S_1). Минимальный шаг S_{1min} определяют из условия предупреждения слияния языков пламени, чтобы не затруд-

нять подвода вторичного воздуха к каждому факелу. Максимальный шаг $S_{1\max}$ обеспечивает возможность передачи пламени от отверстия к отверстию при розжиге горелки.

Таблица 5.2

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:

$$L_k = \frac{n_0 - 1}{N_{\text{ряд}}} S_1 + 2S_1. \quad (5.15)$$

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 газоздушнoй смеси (по аналогии с трубопроводами равномерной раздачи газа). Это способствует выравниванию высоты пламени для ближних и дальних отверстий.

12. Оптимальная величина горловины смесителя, см²:

$$F_r = k(1+U)(1+U\rho)F_c. \quad (5.16)$$

Откуда

$$d_r = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi}}. \quad (5.17)$$

13. Определяют все остальные размеры эжекционного смесителя горелки как величины, кратные d_r , в соответствии с принятой на рис. 5.1 формой эжектора.

14. 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

$$A = \frac{k_1(1+U)(1+U\rho)\Phi_{\text{опт}}F_c}{F_0}, \quad (5.18)$$

где k_1 – коэффициент потерь в головке; $\Phi_{\text{опт}}$ – оптимальное значение параметра головки; F_0 – принятая площадь выходных отверстий головки.

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 горелка не может обеспечить требуемую эжекционную способность. При $A = 1$ горелка работает в оптимальном режиме.

5.2. 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 конструкция которых изображена на рис. 5.2. 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.

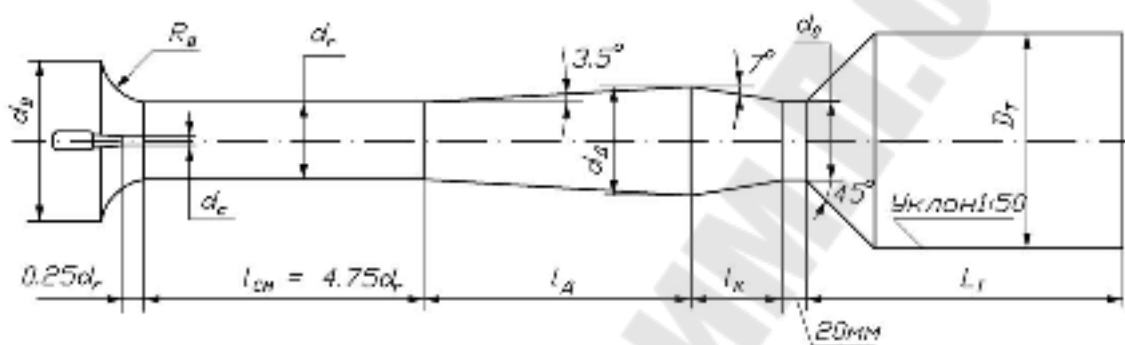


Рис. 5.2. Оптимальная форма эжекционной трубки туннельной горелки среднего давления:
коэффициент потерь $k = 0,7$; $R_г = 0,5d_r$; $d_д = (1,2–1,6)d_r$;
 $D_г = (2,4–3,0)d_н$; $l_см = 4,7d_r$; $l_д = 8(d_д - d_r)$; $L_г = (2,4–2,7)D_г$

Горелка заканчивается суживающейся головкой, через кратер которой газоздушная смесь выходит в огнеупорный туннель, где и осуществляется ее горение. Для предотвращения проскока пламени внутрь горелки скорость воздуха газоздушной 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 пламени. Этим обеспечивается непрерывное зажигание смеси у кратера горелки и, следовательно, предотвращается отрыв пламени от него.

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:

$$W_c = \mu_c \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{P_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}, \quad (5.19)$$

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:

$$\rho_1 = \rho_r \frac{273}{273 + t_1} \frac{P_1}{101,3}, \quad (5.20)$$

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 $k = 1,37$.

При условии $(P_2/P_1) < 0,546$ применяют сопла Лаваля, коэффициент расхода для которых можно принимать $\mu_c = 0,95-0,97$. 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_r газа, м³/ч, и скорость W_c истечения, определяют площадь F_c поперечного сечения сопла, мм², и диаметр d_c газового сопла, мм:

$$F_c = \frac{V_r \cdot 10^6}{3600W_c}; \quad d_c = \sqrt{\frac{4F_c}{\pi}}. \quad (5.21)$$

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

$$U = \frac{\alpha_1 V_0}{\rho}. \quad (5.22)$$

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

$$B = \frac{U^2 \rho}{(1+U)(1+U\rho)}. \quad (5.23)$$

5. Оптимальное значение параметра горелки Φ_1 , который представляет собой отношение площади F_r горловины эжекторного смесителя к площади F_0 кратера горелки ($\Phi_1 = F_r/F_0$), определяют по формуле

$$\Phi_{1\text{опт}} = \sqrt{\frac{k}{k_1}} \sqrt{1 - \frac{k_2}{k} B}, \quad (5.24)$$

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. 5.3 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. 5.3 после определения d_d и d_r .

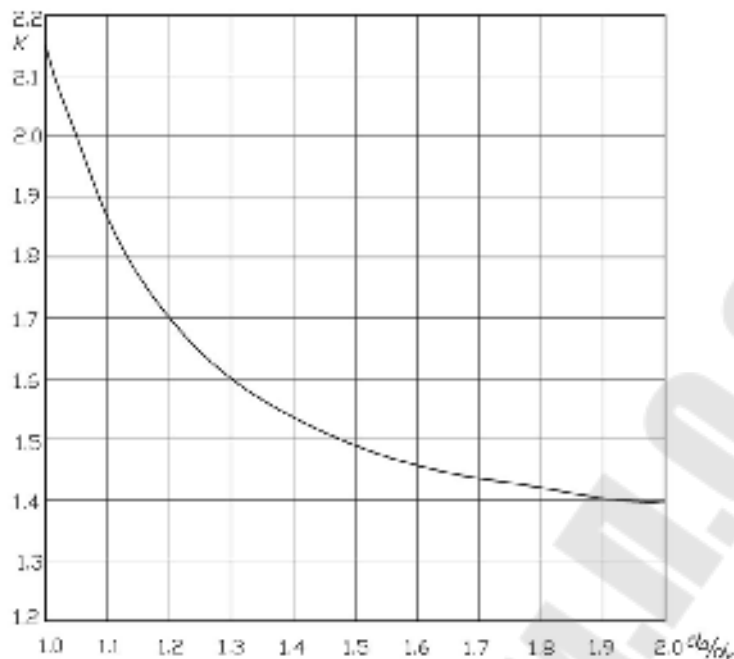


Рис. 5.3. Зависимость коэффициента k от степени расширения диффузора

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

$$k_2 = \frac{2\mu_B^2 - 1}{\mu_B^2}, \quad (5.25)$$

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 всасывающего коллектора, проточная часть которого выполнена в виде плавного сужения с радиусом закругления $R_B = (0,3–0,7)d_T$

при хорошем профиле наружной поверхности сопла, коэффициент расхода $\mu_v = 0,85-0,90$. Этим значениям коэффициента μ_v соответствуют коэффициенты потерь $k_2 = 0,62-0,77$. Для эжекционной горелки с оптимальной формой смесителя коэффициент потерь $k_2 = 0,7$.

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

$$F_0 = \frac{k_1(1+U)(1+U\rho)\Phi_{\text{лопт}}F_c}{(P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}}}. \quad (5.26)$$

Диаметр кратера, см:

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F_0}{\pi}}. \quad (5.27)$$

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

$$W_0 = \frac{V_r(1+\alpha_1V_0)}{3600F_0 \cdot 10^{-4}}. \quad (5.28)$$

Полученная скорость должна быть больше предельной скорости $W_{\text{пр}}$, 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 табл. 5.3.

Таблица 5.3

Максимальные предельные скорости для природного газа

d_0 , мм	5	10	20	30	40	50	60	70
$W_{\text{пр}}^{\text{max}}$, 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
$W_{\text{пр}}^{\text{max}}$, 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:

$$W_0 = m_1 m_2 m_3 W_{\text{пр}}^{\text{max}}, \quad (5.29)$$

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 $m_2 = 1,2-1,5$ при отсутствии подогрева смеси. Если газозвушная смесь подогревается перед подачей в горелку до температуры $T_{см}$ (К), то коэффициент m_2 вычисляют по формуле

$$m_2 = \left(\frac{T_{см}}{273} \right)^2. \quad (5.30)$$

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

$$m_3 = \frac{V_{г}^{\max}}{V_{г}^{\min}}. \quad (5.31)$$

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 $W_{пр}^{\max}$, то коэффициент глубины регулирования определяют по формуле

$$m_3 = \frac{W_0}{m_1 m_2 W_{пр}^{\max}}. \quad (5.32)$$

8. Диаметр горловины смесителя определяют по формуле, мм,

$$d_{г} = \sqrt{\Phi_{\text{лотт}}} d_0. \quad (5.33)$$

9. Диаметр диффузора эжекционного смесителя, мм:

$$d_{д} = 1,25 d_0. \quad (5.34)$$

При этом рекомендуется не выходить за пределы оптимальной формы смесителя, характеризующейся отношением $d_0/d_r = (1,2-1,6)$.

Для принятого значения диаметра диффузора находят степень уширения диффузора d_d/d_r и по графику на рис. 5.3 определяют коэффициент k потерь эжектора во втором приближении. Если этот коэффициент отличается от первоначально принятого значения k более, чем на $\pm 2\%$, расчет повторяют заново с п. 5.

10. Назначают конструктивные размеры головки и эжекционно-го смесителя горелки пропорционально диаметрам d_r и d_0 в соответствии с рекомендуемыми соотношениями для оптимальной формы горелки.

Оптимальные размеры туннеля изображены на рис. 5.3. Следует, однако, иметь в виду, что длину туннеля для горелок с диаметром $d_0 = 86-134$ мм можно уменьшить до $1,5D_r$, а для горелок диаметром $D_0 = 154-270$ мм длину туннеля можно принимать $500-700$ мм.

11. После определения основных размеров туннеля необходимо установить значение теплового напряжения поверхности туннеля, кВт/м^2 :

$$E_{\text{тун}} = \frac{V_r Q_H}{3600 \pi D_r L_r}. \quad (5.35)$$

Нормальное тепловое напряжение внутренней поверхности туннеля должно находиться в пределах $230-815 \text{ кВт/м}^2$.

12. 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

$$A_1 = \frac{k(1+U)(1+U\rho)\Phi_{\text{лопт}} F_c}{(P_2/P_1)^{\frac{k-1}{k}} F_0}. \quad (5.36)$$

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 предвари-

тельного смешения допускают значительные увеличения форсировок без потери устойчивости, поэтому их целесообразно рассчитывать на оптимальный режим (при $A_1 = 1$).

5.3. 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. 5.4).

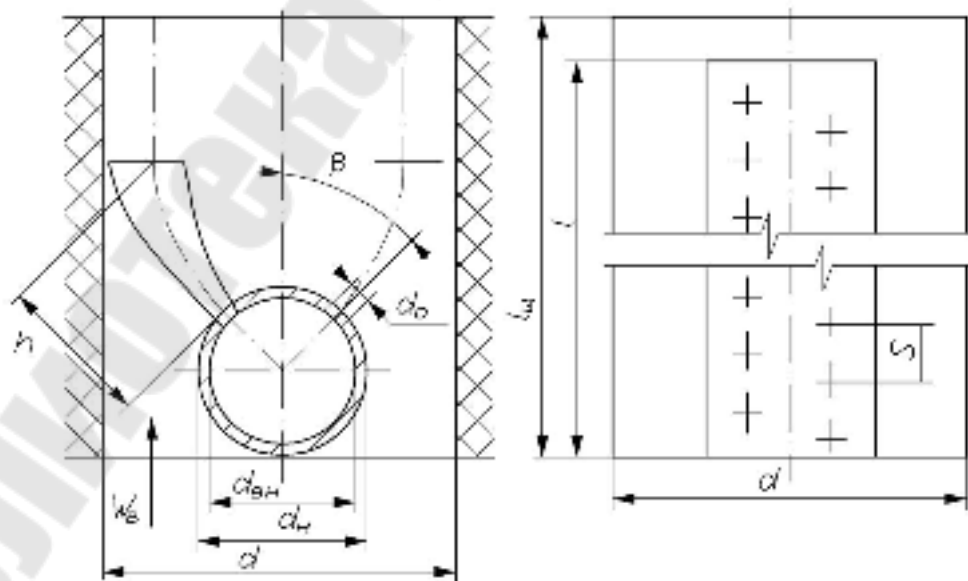


Рис. 5.4. Схема подовой горелки

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

$$\frac{h}{d_0} = k \frac{W_{\Gamma}}{W_{\text{В}}} \sqrt{\rho_{\Gamma}/\rho_{\text{В}}} \sin \beta, \quad (5.37)$$

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. 5.5.

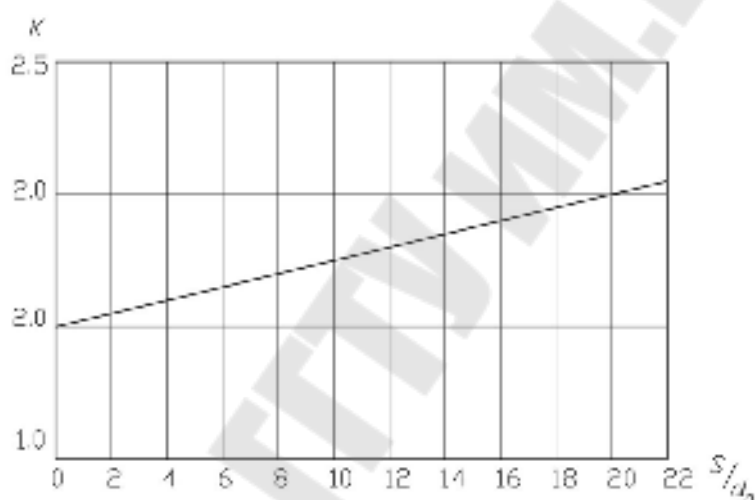


Рис. 5.5. Значение опытного коэффициента k для различных относительных шагов

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.

Рекомендуется следующий порядок расчета диффузионных подовых горелок:

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

$$W_{\Gamma} = \mu \sqrt{2\Delta P_{\Gamma} / \rho_{\Gamma}}, \quad (5.38)$$

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

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

$$F_0 = \frac{V_{\Gamma} \cdot 10^6}{3600 W_{\Gamma}}. \quad (5.39)$$

3. Поперечное сечение трубы коллектора $F_{\text{тр}}$ рекомендуется принимать в 1,5–2,5 раза больше суммарного сечения выходных отверстий, мм²:

$$F_{\text{тр}} = (1,5-2,5)F_0. \quad (5.40)$$

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 $d_{\text{н}} = 8$ мм. Следовательно, трубу для коллектора выбирают из значений по ГОСТам по внутреннему диаметру

$$d_{\text{вн}} = d_{\text{н}} - 2\delta = \sqrt{\frac{4F_{\text{тр}}}{\pi}}. \quad (5.41)$$

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

$$W_{\text{тр}} = \frac{V_{\Gamma} \cdot 10^6}{3600 \frac{\pi}{4} d_{\text{вн}}^2} \leq 20. \quad (5.42)$$

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

$$l_{\text{щ}} = \frac{V_{\Gamma} Q_{\text{н}}}{3600 N q_k}, \quad (5.43)$$

где $Q_{\text{н}}$ – 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 $\Delta P_{\text{топ}}$, м/с:

$$W_B = \mu_B \sqrt{2 \frac{\Delta P_{\text{топ}}}{\rho_B}}. \quad (5.44)$$

Коэффициент расхода μ_B можно принимать равным 0,7.

6. Рассчитывают длину щели по формуле, м:

$$d = \frac{\alpha V_0 V_{\Gamma}}{3600 W_B l_{\text{щ}}} \frac{T_B}{273} + d_H, \quad (5.45)$$

где α – коэффициент избытка воздуха; T_B – температура воздуха, К; d_H – наружный диаметр коллектора, м.

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

$$h = (0,85-0,90) \frac{d - d_H}{2} \approx 0,45(d - d_H). \quad (5.46)$$

8. Вычисляют диаметр газовых отверстий, мм:

$$d_0 = \frac{h W_B}{k W_{\Gamma}} \sqrt{\rho_B / \rho_{\Gamma}} \frac{1}{\sin \beta}. \quad (5.47)$$

Значением опытного коэффициента k задаются в первом приближении в пределах, указанных на графике рис. 5.5. Угол атаки β рекомендуется выбирать в пределах 30–45°.

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

$$S = 0,75h + (2-5). \quad (5.48)$$

Вычисляя относительный шаг S/d_0 , находят по графику на рис. 5.5 коэффициент k и уточняют диаметр d_0 отверстий во втором приближении.

Для чугунных котлов целесообразно принимать диаметр отверстий $d_0 = 1,3-2,0$ мм с шагом $S = 13-20$ мм. Для производственных котлов обычно $d_0 = 2-4$ мм и $S = 20-30$ 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.:

$$n_0 = \frac{F_0}{f_0}, \quad (5.49)$$

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

$$f_0 = \frac{\pi d_0^2}{4}. \quad (5.50)$$

11. Рассчитывают длину коллектора горелки, мм:

$$l = \frac{(n_0 - 1)S}{2} + 2S. \quad (5.51)$$

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

6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УСТОЙЧИВОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ГОРЕЛКИ, ПРЕДНАЗНАЧЕННОЙ ДЛЯ СЖИГАНИЯ ГАЗА

Устойчивость горения в широком диапазоне изменения расходов газа и воздуха является существенным фактором, определяющим надежность работы газовых горелок. В практике сжигания газа часто приходится сталкиваться с нарушением устойчивой работы горелок, вызываемым либо отрывом пламени от насадки горелки, либо проскоком пламени в ее смесительную часть. Устойчивость горения тесно связана со скоростью распространения пламени в газозооушной смеси.

Рассмотрим условия, при которых пламя сохраняет устойчивость, т. е. остается неподвижным относительно устья горелки. Известно, что в зоне горения устанавливается динамическое равновесие между стремлением пламени продвинуться навстречу потоку газовой смеси и стремлением потока отбросить пламя от горелки. Однако указанное явление наблюдается в определенном (очень узком) интервале скоростей истечения газовой смеси из горелки. Когда скорость распространения пламени в какой-либо точке фронта горения превысит скорость истечения газовой смеси, возникает проскок пламени. А в тех случаях, когда скорость газовой смеси во всех точках фронта горения превышает скорость распространения пламени, происходит отрыв пламени.

Таким образом, устойчивая работа горелки наблюдается в диапазоне скоростей $w_{пр} < w < w_{отр}$, где $w_{пр}$ – скорость истечения газовой смеси, при которой наступает проскок пламени; $w_{отр}$ – скорость истечения газовой смеси, при которой наступает отрыв пламени.

Из факторов, влияющих на отрыв и проскок пламени, необходимо отметить: состав газа и газовой смеси, диаметр выходного отверстия насадки, режим истечения смеси и конструктивные особенности горелок.

Устойчивое горение газа, как было показано выше, находится между областью проскока и отрыва пламени. От ширины этой зоны зависят и пределы регулирования нагрузки горелки. Чем ниже скорость, при которой наступает проскок пламени, и выше скорость, при которой наступает его отрыв, тем шире диапазон устойчивой работы горелок.

Явление проскока может наблюдаться только у горелок полного или частичного предварительного смешения. У горелок с отдельной подачей газа и воздуха, в которых смешение идет одновременно с горением, проскока пламени не бывает. Отрыв пламени может наблюдаться у горелок как предварительного смешения, так и других типов.

При сжигании газа открытым факелом в инжекционных горелках и горелках с принудительной подачей воздуха:

а) для определения скорости, при которой наступает отрыв пламени,

$$w_{отр} = c\alpha^{-3}u_H^{1,5}(d/a)^{0,5}, \quad (6.1)$$

где $c = 0,28$ – для инжекционных горелок, $c = 0,18$ – для горелок с принудительной подачей воздуха;

б) для определения скорости, при которой наступает проскок пламени ($\alpha = 1,0$),

$$w_{\text{пр.мах}} = cu_{\text{н}}^2 d / a, \quad (6.2)$$

где $c = 4,5 \cdot 10^{-3}$ – для инжекционных горелок, $c = 2,8 \cdot 10^{-3}$ – для горелок с принудительной подачей воздуха.

При сжигании газа в топочной камере для горелок с керамическими туннелями ($D_{\text{T}} = 2,5d$):

а) для определения скорости, при которой наступает отрыв пламени,

$$w_{\text{отр}} = c_1 \alpha^{-2} u_{\text{н}}^{1,5} (D_{\text{T}} / a)^{0,5}, \quad (6.3)$$

где $c_1 = 57,5 \cdot 10^{-3}$;

б) для определения скорости, при которой наступает проскок пламени ($\alpha = 1,0$),

$$w_{\text{пр.мах}} = c_1 u_{\text{н}}^2 d / a, \quad (6.4)$$

где $c_1 = 7,75 \cdot 10^{-3}$.

С помощью полученных формул может быть определен диапазон устойчивой работы исследованных горелок при работе их на газе любого состава. Для этого определяют скорость истечения газозоошной смеси из горелки, при которой наступает отрыв или проскок пламени, а затем по этому значению давление газа, вызывающее нарушение устойчивой работы горелки.

Принимаем исходные данные для выполнения расчета:

- нормальная скорость распространения пламени – $u_{\text{н}} = 0,35$ м/с;
- диаметр выходного отверстия насадки горелки – $d = 50$ мм;
- коэффициент температуропроводности – $a = 0,189 \cdot 10^{-4}$ м²/с;
- коэффициент избытка воздуха – $\alpha = 1,05$;
- диаметр сопла – $d_{\text{с}} = 3,3$ мм.

Рассчитываем пределы скоростей:

а) при сжигании газа открытым факелом в инжекционных горелках и горелках с принудительной подачей воздуха по уравнениям (6.1) и (6.2);

б) при сжигании газа в топочной камере с керамическими туннелями по уравнениям (6.3) и (6.4).

Определяем давление природного газа, при котором произойдет проскок пламени в инжекционной горелке полного предварительного смешения. Для этого определим количество газозвушной смеси, проходящей через горелку в установленном режиме:

$$V_{Г.В.С} = w_{пр.мах} \frac{\pi d^2}{4} 3600, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (6.5)$$

По расходу газозвушной смеси находим расход газа:

$$B_{Г} = V_{Г.В.С} / (1 + \alpha V_0) = \frac{V_{Г.В.С}}{(1 + 1,0 \cdot 9,5)}, \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (6.6)$$

Определяем скорость истечения газа из сопла:

$$w_{Г} = \frac{B_{Г}}{f_c} = \frac{B_{Г}}{0,785 \cdot d_c^2 \cdot 3600}, \text{ м/с}. \quad (6.7)$$

По значению скорости газа определяем давление газа перед соплом горелки:

$$P_{Г} = \frac{w_{Г}^2 \cdot \rho}{2\varphi^2} = \frac{w_{Г}^2 \cdot 0,76}{2 \cdot 0,85^2}, \text{ Па}. \quad (6.8)$$

По результатам расчетов необходимо выбрать режимы работы горелок.

7. РАСЧЕТ ВЫБРОСА ЗАГРЯЗНЯЮЩИХ ВЕЩЕСТВ ПРИ СЖИГАНИИ ТОПЛИВА В КОТЛОАГРЕГАТАХ КОТЕЛЬНОЙ

Для котлоагрегатов и парогенераторов производительностью до 30 т/ч и выше 30 т/ч существуют различные методики расчета загрязняющих веществ.

Настоящая методика предназначена для расчета выбросов загрязняющих веществ в атмосферу с газообразными продуктами сгорания при сжигании твердого топлива, мазута и газа в топках промышленных и коммунальных котлоагрегатов и теплогенераторов производительностью до 30 т/ч.

При сжигании твердого топлива наряду с основными продуктами сгорания (CO_2 , H_2O) в атмосферу поступают твердые частицы (летучая зола с частицами несгоревшего топлива), оксиды серы, углерода и азота.

При сжигании мазутов с дымовыми газами выбрасываются оксиды углерода, серы, азота и мазутная зола (в пересчете на соединения ванадия).

При сжигании газа с дымовыми газами выбрасываются диоксид азота, оксид углерода.

Выбросы загрязняющих веществ зависят как от количества и вида топлива, так и от типа котлоагрегата.

Валовый выброс твердых частиц в дымовых газах, т/год:

$$M_T = Am'\chi(1 - \eta_T/100), \quad (7.1)$$

где A – зольность топлива, %; m – количество израсходованного топлива в год, т; χ – безразмерный коэффициент, характеризующий долю уносимой с дымовыми газами летучей золы, зависит от типа топки и топлива; η_T – эффективность золоуловителей, %.

Валовый выброс мазутной золы в пересчете на ванадий, т/год:

$$M_v = 10^{-6} q_v m (1 - n_{oc})(1 - n_y), \quad (7.2)$$

где q_v – содержание оксидов ванадия в мазуте, г/т; m – количество израсходованного топлива в год, т; n_{oc} , n_y – коэффициенты оседания и улавливания оксидов ванадия ($n_{oc} = 0$, $n_y = 0$).

Содержание ванадия в мазуте (г/т) определяется в зависимости от зольности мазута по формуле

$$q_v = 4000A/1,8. \quad (7.3)$$

Валовый выброс оксида углерода, т/год:

$$M_{CO} = C_{CO} m (1 - q_4 / 100) \cdot 10^{-3}, \quad (7.4)$$

где q_4 – потери теплоты вследствие механической неполноты сгорания, %; m – количество израсходованного топлива, т/год; C – выход оксида углерода при сжигании топлива, кг/т;

$$C_{CO} = q_3 R Q^H, \quad (7.5)$$

где q_3 – потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания топлива, %; R – коэффициент, учитывающий долю потери теплоты вследствие химической неполноты сгорания топлива, обусловленный наличием в продуктах сгорания оксида углерода ($R = 1$ – для твердого топлива, $R = 0,5$ – для газа, $R = 0,65$ – для мазута); Q^H – низшая теплота сгорания натурального топлива, МДж/кг, МДж/м³.

Валовый выброс оксидов азота в пересчете на диоксид азота, т/год:

$$M_{\text{NO}_2} = mQ^{\text{H}} K_{\text{NO}_2} (1 - \beta) \cdot 10^{-3}, \quad (7.6)$$

где K_{NO_2} – параметр, характеризующий количество оксидов азота, образующихся на один ГДж тепла, кг/ГДж; β – коэффициент, зависящий от степени снижения выбросов оксидов азота в результате применения технических решений. Для котлов производительностью до 30 т/час $\beta = 0$.

Валовый выброс оксидов серы в пересчете на диоксид серы, т/год (определяется только для твердого и жидкого топлива):

$$M_{\text{SO}_2} = 0,02mS(1 - \eta'_{\text{SO}_2})(1 - \eta''_{\text{SO}_2}), \quad (7.7)$$

где S – содержание серы в топливе, %; η'_{SO_2} – доля оксидов серы, связываемых летучей золой топлива (для эстонских и ленинградских сланцев принимается равной 0,8; остальных сланцев – 0,5; углей Канско-Ачинского бассейна – 0,2, Березовских – 0,5; торфа – 0,15; экибастузских – 0,02; прочих углей – 0,1; мазута – 0,02; газа – 0); η''_{SO_2} – доля оксидов серы, улавливаемых в золоуловителе. Для сухих золоуловителей принимается равной 0.

Расчет предельно-допустимых выбросов загрязняющих веществ (ПДВ) проводится для случая максимального расхода топлива. В общем случае максимальный расход топлива (г/с, л/с) определяется по формуле

$$m' = \Pi \cdot 10^6 / Q^{\text{H}} \cdot \text{КПД} \cdot 3,6, \quad (7.8)$$

где Π – суммарная теплопроизводительность котлов, Гкал/час; Q^{H} – низшая теплота сгорания топлива, ккал/кг, ккал/м³; КПД – коэффициент полезного действия котлоагрегата.

Для установок, где максимальный расход топлива значительно превышает значение среднегодового расхода (например, для отопительных котельных) за m' принимается расход топлива в самый напряженный месяц (например, январь для отопительных котлов).

Тогда максимально разовый выброс (г/с) определяется по следующим формулам:

– максимально разовый выброс твердых частиц в дымовых газах, г/с:

$$G_T = Am'\chi(1 - \eta_T / 100); \quad (7.9)$$

– максимально разовый выброс мазутной золы в пересчете на ванадий, г/с:

$$G_v = 10^{-6} q_v m' (1 - \eta_{oc}) (1 - \eta_y); \quad (7.10)$$

– максимально разовый выброс оксида углерода, г/с:

$$G_{CO} = q_3 R Q^H m' (1 - q_4 / 100) \cdot 10^{-3}; \quad (7.11)$$

– максимально разовый выброс оксида азота, г/с:

$$G_{NO_2} = m' Q^H K_{NO_2} (1 - \beta) \cdot 10^{-3}; \quad (7.12)$$

– максимально разовый выброс оксида серы, г/с:

$$G_{SO_2} = 0,02 m' S (1 - \eta'_{SO_2}) (1 - \eta''_{SO_2}). \quad (7.13)$$

8. ВЛИЯНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ИЗБЫТКА ВОЗДУХА НА СОДЕРЖАНИЕ В ПРОДУКТАХ СГОРАНИЯ ТРЕХАТОМНЫХ ГАЗОВ

В общем случае в топке котла газообразные продукты сгорания, представляемые суммой объемов отдельных газов на единицу количества топлива, могут содержать:

$$V_r = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{CO} + V_{H_2O} + \sum V_{C_m H_n} + V_{N_2} + V_{O_2} + V_{H_2}. \quad (8.1)$$

В выражение (8.1) входят продукты полного (CO_2 , SO_2 , H_2O) и неполного (CO , H_2 , $C_m H_n$) сгорания топлива, а также избыточный воздух (O_2 , N_2). При осуществлении топочного процесса, в отличие от процесса газификации топлива, в процессе сгорания можно получить максимальное количество продуктов полного сгорания.

При $\alpha = 1$ и полном сгорании топлива газообразные продукты сгорания не содержат O_2 и состоят из CO_2 , SO_2 , N_2 и H_2O . Для твердых и жидких топлив (кроме сланцев) объем трехатомных газов (SO_2 , CO_2) определяется на основании уравнения соответствующей реакции.

Для твердого и жидкого топлива характеристика топлива:

$$\beta = \frac{2,35N^P - 0,126O^P + 0,038N^P}{C^P + 0,375}. \quad (8.2)$$

Значение β зависит от горючей массы топлива, в основном от соотношения в топливе водорода и углерода.

Для газообразного топлива:

$$\beta = \frac{0,209N_2^T + 0,395CO^T + 0,396H_2^T + 1,58CH_4^T + 2,389C_mH_n^T}{CO_2^T + 0,994CO^T + 0,995CH_4^T + 2,001C_mH_n^T} - 0,791, \quad (8.3)$$

где N_2^T , CO^T , CO_2^T , H_2^T , CH_4^T , $C_mH_n^T$ – компоненты газообразного топлива, %.

Топливная характеристика β для твердого и жидкого топлива всегда положительна, для газообразного топлива может быть отрицательной. Последнее связано с тем, что в отдельных видах газообразного топлива имеется значительное количество CO_2 .

При $\alpha = 1$ и полном сгорании топлива ($O_2 = 0$) получаем выражение для определения максимально возможного содержания RO_2 в процессе сгорания, %:

$$RO_2^{\max} = \frac{21}{1 + \beta}. \quad (8.4)$$

При $\alpha > 1$ $RO_2 < RO_2^{\max}$.

Для действующей установки коэффициент избытка воздуха в топке α^T по газовому тракту можно определить по составу продуктов сгорания, учитывая, что объем V_{RO_2} в процессе сгорания не зависит от коэффициента избытка воздуха:

$$\frac{RO_2^{\max}}{100} V_{cr}^0 = \frac{RO_2}{100} [V_{cr}^0 + (\alpha - 1)V_B^0]. \quad (8.5)$$

Принимая, что $V_{cr}^0 \approx V_B^0$:

$$\alpha = \frac{RO_2^{\max}}{RO_2}. \quad (8.6)$$

Выбрать топливо, произвести расчет согласно вышеизложенной методике и установить зависимость коэффициента избытка воздуха α на содержание трехатомных газов RO_x в продуктах сгорания топлива.

9. ВЛИЯНИЕ РАЗЛИЧНЫХ ФАКТОРОВ НА СОДЕРЖАНИЕ ОКСИДОВ СЕРЫ В ПРОДУКТАХ СГОРАНИЯ ТОПЛИВА

Присутствие серы в топливе в значительной степени определяет его склонность к образованию вредных выбросов при сжигании и коррозионную активность продуктов сгорания.

В топливе сера находится в виде различных соединений. Серу подразделяют на: органическую S_0 , если она связана с углеродом, водородом, азотом; колчеданную S_k , связанную с железом (железный колчедан FeS), и сульфатную S_c в виде соединений RSO_4 . В горючую часть топлива включают только органическую и колчеданную серу, которые участвуют в процессе горения, образуя сернистый (SO_2) и серный (SO_3) ангидриды. Сульфатную серу относят к негорючей части топлива. В твердом топливе содержание серы достигает 5 %, в жидком – 3,5 %.

Присутствие серы значительно снижает теплоту сгорания топлива, особенно высококалорийного, так как при сгорании 1 кг серы выделяется в среднем только 2600 калорий. Высокое содержание серы приводит к сильному загрязнению продуктов сгорания топлива сернистым ангидридом SO_2 . При наличии избыточного воздуха происходит частичное окисление SO_2 до SO_3 (соединяясь с H_2O , образуют H_2SO_4). H_2SO_4 вызывает коррозию поверхности нагрева, разрушает металл котельного оборудования, попадая в атмосферу, вредно действует на живые организмы и растительность. Содержание окислов серы в продуктах сгорания значительно повышает температуру точки росы (иногда до 140–150 °С), что ограничивает возможную глубину охлаждения дымовых газов по условиям коррозии и тем самым снижает экономичность котловых агрегатов, а также возможность использования дополнительного оборудования для использования теплоты дымовых газов. Поэтому сера – крайне нежелательный элемент для топлива. Сернистые газы, проникая в рабочие помещения, могут вызвать отравление обслуживающего персонала.

Максимальная концентрация SO_3 :

$$[SO_3]_{\max} = a \left(\frac{k_2}{k_1} \right) \frac{k_2}{k_1 - k_2}, \quad \% \quad (9.1)$$

где a – начальная концентрация кислорода, %; k_1 и k_2 – коэффициенты скорости образования и распада SO_3 , c^{-1} .

Значения этих коэффициентов зависят от температуры газов и имеют следующие значения (табл. 9.1):

Таблица 9.1

T, C	1540	1510	1082	987
k_1, c^{-1}	100	97,3	57,1	48,4
k_2, c^{-1}	16,3	14,1	0,78	0,32

При этом время достижения $[\text{SO}_3]_{\max}$:

$$\tau_{\max} = \frac{\ln\left(\frac{k_1}{k_2}\right)}{k_1 - k_2}, \text{ c.} \quad (9.2)$$

С увеличением избыточного воздуха в зоне факела уменьшается концентрация SO_2 с запасом избыточной энергии, что приводит к снижению образования кислорода и SO_3 ; с другой стороны, к уменьшению избыточного кислорода до нуля. Есть определенный избыток воздуха α (в интервале 1,15–1,30), при котором концентрация SO_3 минимальна.

В данной работе необходимо установить влияние состава топлива на выход SO_2 и температуры на образование SO_3 .

1. Принимаем начальную концентрацию кислорода $a = 100$.
2. Из таблицы для расчетных температур устанавливаем значения коэффициентов k_1 и k_2 .
3. Пользуясь зависимостями (9.1) и (9.2), определяем значения коэффициентов $[\text{SO}_3]_{\max}$ и τ_{\max} .
4. Результаты расчетов сводим в табл. 9.2.

Таблица 9.2

T, C	k_1, c^{-1}	k_2, c^{-1}	$[\text{SO}_3]_{\max}, \%$	τ_{\max}, c

5. На основании полученных данных построить графические зависимости $[\text{SO}_3]_{\max} = f(T)$ и $\tau_{\max} = f(T)$ и сделать соответствующие выводы.

10. 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

$$C_{\max} = AMFmn\eta / (h^2 \sqrt[3]{V_r \Delta T}), \quad (10.1)$$

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, Молдовы, 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 токсигенов $F = 1$; 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_r – 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 $\eta = 1$);

$$m = 1 / (0,67 + 0,1\sqrt{f} + 0,34\sqrt[3]{f}) \text{ при } f < 100; \quad (10.2)$$

$$m = 1,47 / \sqrt[3]{f} \text{ при } f \geq 100; \quad (10.3)$$

f – вспомогательный параметр,

$$f = 10^3 / \omega_0^2 D_0 / (h^2 \Delta T), \text{ м}/(\text{с}^2 \cdot ^\circ\text{C}), \quad (10.4)$$

ω_0 – скорость газов в устье дымовой трубы, м/с; D_0 – диаметр устья дымовой трубы, м;

$$\begin{aligned} n &= 1 \text{ при } v_{\max} \geq 2; \\ n &= 0,532v_{\max}^2 - 2,13v_{\max} + 3,13 \text{ при } 0,5 \leq v_{\max} < 2; \\ n &= 4,4v_{\max} \text{ при } v_{\max} < 0,5 \text{ м/с,} \end{aligned} \quad (10.5)$$

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

$$v_{\max} = 0,65\sqrt[3]{V_r \Delta T / h}. \quad (10.6)$$

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

Максимальная концентрация будет достигаться по направлению ветра на расстояние:

$$X_{\max} = [(5 - F)/4] dh, \text{ м,} \quad (10.7)$$

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

$$\begin{aligned} \text{при } v_{\max} \leq 0,5 \quad d &= 2,48(1 + 0,28\sqrt[3]{f}); \\ \text{при } 0,5 < v_{\max} \leq 2 \quad d &= 4,95v_{\max}(1 + 0,28\sqrt[3]{f}); \\ \text{при } v_{\max} > 2 \quad d &= 7\sqrt{v_{\max}}(1 + 0,28\sqrt[3]{f}). \end{aligned} \quad (10.8)$$

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

$$\begin{aligned} \text{при } v_{\max} \leq 0,5 \quad d &= 5,7; \\ \text{при } 0,5 < v_{\max} \leq 2 \quad d &= 11,4v_{\max}; \\ \text{при } v_{\max} > 2 \quad d &= 16\sqrt{v_{\max}}. \end{aligned} \quad (10.9)$$

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

$$h = \sqrt{\frac{AFmn[M_{\text{SO}_2} + (\text{ПДК}_{\text{SO}_2}/\text{ПДК}_{\text{NO}_2})M_{\text{NO}_2}][z/(V_r \Delta T)]^{1/3}}{\text{ПДК}_{\text{SO}_2} - C_{\text{SO}_2}^{\phi} - (\text{ПДК}_{\text{SO}_2}/\text{ПДК}_{\text{NO}_2})C_{\text{NO}_2}^{\phi}}}, \quad (10.10)$$

где $C_{\text{SO}_2}^{\phi}$, $C_{\text{NO}_2}^{\phi}$ – фоновые концентрации вредных примесей в атмосфере, мг/м³; z – число труб одинаковой высоты.

11. РАСЧЕТ ФИЛЬТРОВ ДЛЯ ОЧИСТКИ ДЫМОВЫХ ГАЗОВ

11.1. Расчет циклона

Выбрать циклон и определить его гидравлическое сопротивление. Расход газа при нормальных условиях V_0 , м³/ч; плотность газа при нормальных условиях ρ_0 , кг/м³; температура очищаемого газа t_r , °С; барометрическое давление $p_{бар}$, кПа; разрежение при входе в циклон $p_{ц}$, кПа; начальная концентрация пыли c_1 , г/м³; плотность пыли $\rho_{п}$, кг/м³.

1. Определяем плотность газа при рабочих условиях, кг/м³:

$$\rho_r = \frac{\rho_0 273(p_{бар} - p_{ц})}{(273 + t_r)p_{бар}}. \quad (11.1)$$

2. Расход газа при рабочих условиях, м³/ч:

$$V_r = \frac{V_0 \rho_0}{\rho_r 3600}. \quad (11.2)$$

3. Диаметр циклона, м:

$$D = \sqrt{\frac{V_r}{0,785 v_{опт}}}, \quad (11.3)$$

где $v_{опт}$ – оптимальная скорость движения газа, которая для ЦН-15 составляет 3,5 м/с.

4. Действительная скорость газа в циклоне, м:

$$v_d = \frac{V_r}{0,785 D^2}. \quad (11.4)$$

Действительная скорость газа в циклоне не должна отличаться от оптимальной более чем на 15 %. В случае, если разница в скоростях превышает указанную величину, расчеты повторяют, выбрав циклон другого типа.

5. Коэффициент сопротивления принятого к установке циклона:

$$\zeta = K_1 K_2 \zeta_{500}, \quad (11.5)$$

где ζ_{500} – коэффициент сопротивления циклона диаметром 500 мм; K_1 – поправочный коэффициент, учитывающий влияние диаметра

циклона (диаметр циклона превышающий 500 мм не оказывает влияние на коэффициент сопротивления циклона, в этом случае величина K_1 выбирается при $D = 500$ мм); K_2 – поправочный коэффициент, учитывающий запыленность газа.

6. Гидравлическое сопротивление циклона:

$$\Delta p = \zeta v_d \rho_r / 2. \quad (11.6)$$

11.2. Расчет электрофильтра

Выбрать электрофильтр для очистки дымовых газов. Расход газов при нормальных условиях V_0 , м³/ч; плотность газов при нормальных условиях ρ_0 , кг/м³; температура очищаемых газов t_r , °С; барометрическое давление $p_{\text{бар}}$, кПа; разрежение в системе p , кПа; рабочее напряжение U_p , кВ; средний размер частиц $d_{\text{ср}}$, мкм. Состав газов близок к атмосферному воздуху.

1. Определяем плотность газа при рабочих условиях, кг/м³:

$$\rho_r = \frac{\rho_0 273(p_{\text{бар}} - p)}{(273 + t_r)p_{\text{бар}}}. \quad (11.7)$$

2. Расход газа при рабочих условиях, м³/с:

$$V_r = \frac{V_0 \rho_0}{\rho_r 3600}. \quad (11.8)$$

3. Принимаем скорость потока газов в электрофильтре $v_r = 0,8$ м/с, тогда необходимая площадь поперечного сечения электрофильтра, м²:

$$F = \frac{V_r}{v_r}. \quad (11.9)$$

4. Выбираем тип электрофильтра.

5. Фактическая скорость потока газов в электрофильтре, м²/с:

$$v_\phi = \frac{V_r}{F_\phi}, \quad (11.10)$$

где F_ϕ – площадь активного сечения принятого фильтра, м².

6. Относительная плотность газов при стандартных условиях ($p_{\text{ст}} = 101,3$ кПа; $t_{\text{ст}} = 20$ °С):

$$c_{\text{отн}} = \frac{(p_{\text{бар}} - p)(273 + t_{\text{ст}})}{p_{\text{ст}}(273 + t)}. \quad (11.11)$$

7. Критическая напряженность электрического поля, В/м:

$$E_{\text{кр}} = 3,04 \left(c_{\text{отн}} + 0,0311 \sqrt{\frac{c_{\text{отн}}}{R_1}} \right) \cdot 10^6, \quad (11.12)$$

где R_1 – радиус коронирующего электрода, $R_1 = 0,001$ м.

8. Средняя напряженность электрического поля, В/м:

$$E_{\text{ср}} = \frac{U_p}{d}, \quad (11.13)$$

где $d = 13,7$ см – расстояние между плоскостями осадительных и коронирующих электродов.

9. Скорость дрейфа для частиц мельче 1 мкм, м/с:

$$v_d = \frac{0,17 \cdot 10^{-11} E_{\text{ср}}}{\mu}, \quad (11.14)$$

где μ – динамическая вязкость газов при данной температуре, $\mu = 23,1 \cdot 10^{-6}$ Па · с.

10. Удельная площадь осаждения электрофильтра, м²с/м²:

$$f = \frac{F_{\text{ос}}}{V_{\text{г}}}, \quad (11.15)$$

где $F_{\text{ос}}$ – площадь поверхности осаждения принятого фильтра, м².

11. Коэффициент полезного действия фильтра:

$$\eta = 1 - e^{-v_d f}. \quad (11.16)$$

Опыт показывает, что практическая скорость дрейфа может существенно отличаться от расчетной, поэтому КПД электрофильтра обычно ниже расчетного.

Литература

1. Адамов, В. Л. Сжигание мазута в топках котлов / В. Л. Адамов. – Л. : Недра, 1989.
2. Воликов, А. Н. Сжигание газового и жидкого топлива в котлах малой мощности / А. Н. Воликов. – Л. : Недра, 1989. – 160 с.
3. Григорьев, К. А. Технология сжигания органических топлив. Энергетические топлива : учеб. пособие / К. А. Григорьев, Ю. А. Рундыгин, А. А. Тринченко. – СПб. : Изд-во Политехн. ун-та, 2006. – 93 с.
4. Иванов, Ю. В. Газогорелочные устройства / Ю. В. Иванов. – М. : Недра, 1972. – 276 с.
5. Ионин, А. А. Газоснабжение / А. А. Ионин. – М. : Стройиздат, 1989. – 439 с.
6. Иссерлин, А. С. Основы сжигания газового топлива / А. С. Иссерлин. – Л. : Недра, 1987. – 336 с.
7. Краецкая, О. Ф. Экология теплоэнергетики / О. Ф. Краецкая, И. Н. Прокопеня. – Минск, 2014. – 107 с.
8. Мурзаков, В. В. Основы теории и практики сжигания газа в паровых котлах / В. В. Мурзаков. – М. : Энергия, 1969. – 464 с.
9. Сжигание жидкого топлива в промышленных установках / А. И. Карабин [и др.]. – М. : Metallургия, 1966. – 372 с.
10. Стаскевич, Н. Л. Справочное руководство по газоснабжению / Н. Л. Стаскевич. – М. : Гостоптехиздат, 1960. – 872 с.

Содержание

1. Расчет механических форсунок	3
1.1. Гидравлический расчет	3
1.2. Расчет дисперсности распыливания.....	5
1.3. Расчет диапазона регулирования.....	7
2. Определение времени прогрева и выгорания капель жидкого топлива.....	7
3. Физико-химические свойства горючих газов	11
3.1. Плотность газа	11
3.2. Теплота сгорания газа	11
4. Расчет показателей горения топлива	12
4.1. Расчет расхода воздуха	12
4.2. Расчет объема продуктов сгорания	13
5. Расчет газовых горелок	14
5.1. Расчет эжекционных горелок низкого давления.....	15
5.2. Расчет эжекционных горелок среднего давления.....	22
5.3. Расчет подовых горелок	30
6. Определение устойчивого режима работы горелки, предназначенной для сжигания газа	34
7. Расчет выброса загрязняющих веществ при сжигании топлива в котлоагрегатах котельной	37
8. Влияние коэффициента избытка воздуха на содержание в продуктах сгорания трехатомных газов.....	40
9. Влияние различных факторов на содержание оксидов серы в продуктах сгорания топлива	42
10. Расчет высоты дымовой трубы	44
11. Расчет фильтров для очистки дымовых газов.....	46
11.1. Расчет циклона	46
11.2. Расчет электрофильтра	47
Литература	49

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

ГОРЕНИЕ ТОПЛИВА И СНИЖЕНИЕ ВРЕДНЫХ ВЫБРОСОВ

**Практикум
по одноименной дисциплине
для студентов специальности 1-43 01 05
«Промышленная теплоэнергетика»
дневной и заочной форм обучения**

Составитель **Макеева** Екатерина Николаевна

Электронный аналог печатного издания

Редактор
Компьютерная верстка

*Н. В. Гладкова
Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 30.01.19.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».
Ризография. Усл. печ. л. 3,02. Уч.-изд. л. 2,45.

Изд. № 16.

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение
Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого.
Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя
печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.
пр. Октября, 48, 246746, г. Гомель