

Министерство образования и науки Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего профессионального образования  
«Томский государственный архитектурно-строительный университет»

# **РАСЧЕТ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК**

Методические указания  
к практическим занятиям

Составитель С.А. Карауш

Томск 2014

Расчет газовых горелок: методические указания к практическим занятиям / Сост. С.А. Карауш. – Томск : Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2014. – 36 с.

Рецензент профессор кафедры ОТ и ОС Б.С. Семухин  
Редактор к.б.н., доцент кафедры ОТ и ОС А.Ф. Оброков

Методические указания к практическим занятиям по дисциплине «Теория горения и взрыва» для студентов направления подготовки бакалавров 280700 «Техносферная безопасность» всех форм обучения.

Рассмотрены и рекомендованы к изданию методическим семинаром кафедры охраны труда и окружающей среды. Протокол № 6 от 24 января 2014 г.

Срок действия

с 01.09.14  
до 01.09.19

Оригинал-макет подготовлен автором.

Подписано в печать 06.02.14  
Формат 60x90/16. Бумага офсет. Гарнитура Таймс.  
Уч.-изд.л. 1,89. Тираж 20 экз. Заказ № .

Изд-во ТГАСУ, 634003, г. Томск, пл. Соляная, 2.  
Отпечатано с оригинал-макета в ООП ТГАСУ.  
634003, г. Томск, ул. Партизанская, 15

## ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение .....	4
1. Методы сжигания газа и классификация горелок .....	6
2. Общие положения расчета газовых горелок .....	9
3. Расчет диффузионных дутьевых горелок .....	12
4. Расчет инжекционной газовой горелки .....	21
5. Контрольные вопросы .....	30
7. Задания для самостоятельной работы .....	31
Список рекомендуемой литературы .....	32
ПРИЛОЖЕНИЕ 1. Расчетные характеристики природных газов .....	33
ПРИЛОЖЕНИЕ 2. Исходные данные для задания 1 .....	35
ПРИЛОЖЕНИЕ 3. Исходные данные для задания 2 .....	36

## ВВЕДЕНИЕ

Методические указания составлены для студентов направления подготовки бакалавров 280700 «Техносферная безопасность».

Область профессиональной деятельности бакалавров по направлению подготовки включает в себя обеспечение безопасности человека в современном мире, формирование комфортной для деятельности человека техносферы, минимизацию техногенного воздействия на природную среду, сохранение жизни и здоровья человека за счет правильно спроектированного технологического оборудования и обоснования его безопасной работы.

Особую роль в технологиях различных производств играют процессы горения топлива. Очень важны вопросы управления процессами горения. Во многих топочных устройствах (котлах, печах, сушилках и др.) сжигается с помощью горелок экологически чистое топливо – газ. Эффективность работы всего топочного устройства будет зависеть от правильно подобранной горелки, ее режимов работы. Поэтому особое внимание уделяется вопросам проектирования газовых горелок.

В указаниях излагаются методики расчета газовых горелок. Даны рекомендации по их подбору для топочных устройств.

В процессе проведения практического занятия формируются следующие компетенции, предусмотренные Федеральным государственным образовательным стандартом (ФГОС-3), компетенции:

ОК-8: способностью работать самостоятельно;

ОК-11: способностью использовать законы и методы математики, естественных, гуманитарных и экономических наук при решении профессиональных задач;

ПК-8: способностью ориентироваться в основных методах и системах обеспечения техносферной безопасности, обоснованно выбирать известные устройства, системы и методы защиты человека и природной среды от опасностей;

ПК-14: способностью использовать методы определения нормативных уровней допустимых негативных воздействий на человека и природную среду;

ПК-17: способностью определять опасные, чрезвычайно опасные зоны, зоны приемлемого риска.

Работа на практических занятиях способствует приобретению студентов:

**Знаний:** Типов и конструкций газовых горелок.

Основных процессов, происходящих в топочных устройствах.

Способов защиты оборудования при взрывах.

**Умений:** Пользоваться методиками расчета газовых горелок.

Рассчитывать основные параметры процесс горения и взрыва.

Рассчитывать устройства безопасности теплосилового оборудования.

**Навыков:** Аргументации и обоснования безопасной работы сложных технических устройств.

Владения основными методами расчета и анализа безопасной работы устройств.

Использования инженерной терминологии в области безопасности.

Владения методами определения основных параметров процесса горения и взрыва.

# 1. МЕТОДЫ СЖИГАНИЯ ГАЗА И КЛАССИФИКАЦИЯ ГОРЕЛОК

Основные функции газовых горелок: подача газа и воздуха к фронту горения, смесеобразование, стабилизация фронта воспламенения, обеспечение требуемой интенсивности и процесса горения газа.

При проектировании огнетехнических и теплосиловых агрегатов необходимые газовые горелки подбирают по справочникам, отраслевым нормам и каталогам [1-2] с учетом их тепловой мощности и пределов регулирования, располагаемых давлений газа и окислителя и т. п. Иногда типовые горелки не могут быть применены из-за существенного отличия действительных и справочных параметров газа и воздуха, несоответствия тепловой мощности и недостаточного диапазона ее регулирования. Кроме того, в некоторых специфических случаях организации сжигания газа применение типовых горелок затруднительно. В частности, при местном скоростном нагреве в различных технологиях и т. п. В этих случаях приходится проектировать новые горелки или реконструировать типовые под новые условия их работы.

При проектировании горелок стараются обеспечить:

- полноту сгорания газа;
- устойчивость горения газа при различных режимах;
- надежность эксплуатации горелки;
- компактность;
- удобство обслуживания и др.

Для повышения устойчивости процесса горения газа в горелках используют огнеупорные насадки, которые устанавливают на выходе газа из горелки. При этом сжигание газа идет с образованием малосветящегося пламени. Это позволяет в современных конструкциях газовых горелок значительно повысить эффективность использования газа. Малая светимость фа-

кела газа при этом компенсируется излучением раскаленных огнеупорных материалов при сжигании газа методом беспламенного горения. Газовоздушная смесь у таких горелок готовится с небольшим избытком воздуха и поступает в раскаленные огнеупорные каналы, где интенсивно нагревается и сгорает.

По методу сжигания газа все горелки подразделяются на три группы, как показано на рис. 1.

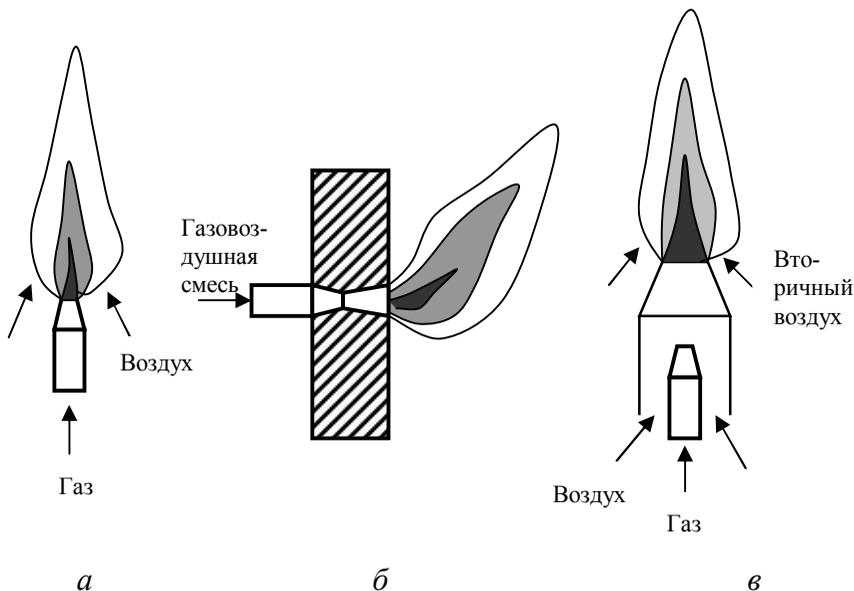


Рис. 1. Методы сжигания газа:

*a* – диффузионное горение (сжигание без предварительного смешения газа с воздухом); *б* – кинетическое горение (сжигание при полном предварительном смешении газа с воздухом); *в* – диффузионно-кинетическое горение (сжигание с незавершенным предварительным смешением газа с воздухом)

Горелки бывают:

– без предварительного смешения газа с воздухом – диффузионные;

– с полным предварительным смешением газа с воздухом – кинетические;

– с неполным предварительным смешением газа с воздухом – диффузионно-кинетические.

Широко распространена классификация горелок по способу подачи воздуха. По этому признаку все горелки подразделяются на:

– бездутьевые, у которых воздух поступает за счет разрежения в горелке;

– инъекционные, у которых воздух засасывается в горелку за счет энергии струи газа;

– дутьевые, у которых воздух подается в горелку с помощью дутьевого устройства, например вентилятора.

## 2. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ РАСЧЕТА ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК

Теоретический расчет газовых горелок является весьма сложным и трудоемким, так как связан с комплексными расчетами процессов смешения, горения и теплоотдачи, которые должны обеспечивать не только высокую эффективность сжигания газового топлива, но и минимально возможную концентрацию вредных компонентов в продуктах сгорания. Из-за сложности расчетов приходится пользоваться рядом приближенных данных, полученных из практики или отдельных экспериментов. Ниже приведены наиболее упрощенные и вместе с тем оправдавшие себя на практике методики расчета двух газовых горелок, как наиболее распространенных.

В случаях, когда потребитель располагает газом с низким давлением, то обычно применяют газовые диффузионные горелки. При более высоком давлении газа могут быть применены инжекционные горелки.

Расчет горелки может быть конструктивный или поверочный.

При конструктивном расчете по заданной тепловой мощности и требуемым пределам ее регулирования определяются необходимое номинальное давление газа перед горелкой и размеры проточной части горелки.

При поверочном расчете конкретной горелки определяют ее тепловая мощность и пределы регулирования при заданных давлении и составе газа. Поверочные расчеты обычно производятся при существенном отклонении характеристик и давления газа от паспортных данных горелки. Методики расчета горелок приводятся в справочной литературе [1-2].

Важнейшей характеристикой любой горелки является ее тепловая мощность  $Q_{\Gamma}$ , кВт

$$Q_{\Gamma} = Q_{\text{H}}^{\text{C}} \cdot V_{\Gamma}, \quad (1)$$

где  $Q_{\text{H}}^{\text{C}}$  – низшая теплота сгорания сухого газа, кДж/нм<sup>3</sup>;

$V_{\Gamma}$  – расход газа через горелку, м<sup>3</sup>/с.

Различают максимальную, минимальную и номинальную тепловые мощности газовых горелок. Максимальная тепловая мощность достигается при длительной работе горелки с наибольшим расходом газа и без отрыва пламени (пламя отрывается от устья горелки и гаснет). Минимальная тепловая мощность возникает при устойчивой работе горелки при наименьших расходах газа, чтобы не было проскока пламени (пламя может войти внутрь горелки, что не допускается). Номинальная тепловая мощность горелки соответствует режиму работы топочного устройства с расчетным расходом газа, т. е. расходом, обеспечивающим максимальный КПД при наиболее полном сжигании газа. В паспортах горелок обычно указывают ее номинальную тепловую мощность.

Важной характеристикой горелки является также предел регулирования  $n$  тепловой мощности, т. е. отношения максимальной тепловой мощности  $Q_{\Gamma, \text{MAX}}$  к минимальной  $Q_{\Gamma, \text{MIN}}$

$$n = \frac{Q_{\Gamma, \text{MAX}}}{Q_{\Gamma, \text{MIN}}}. \quad (2)$$

Для большинства горелок значение  $n$  лежит в пределах от 2 до 5.

При расчете горелок расход газа и его плотность могут определяться при нормальных физических условиях ( $t = 0$  °С,  $P = 0,1013 \cdot 10^6$  Па). Объясняется это тем, что давление газа, по-

даваемого в горелку, мало отличается от атмосферного, а его температура для зимнего расчетного периода близка к 0 °С. При тех же условиях с допустимой для практики точностью могут определяться теоретический расход воздуха и его плотность. Если температура подаваемого на горение воздуха другая, то плотность воздуха может быть рассчитана по соотношению, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_B = 1,293 \frac{273}{t_B + 273}, \quad (3)$$

где  $t_B$  – температура подаваемого в горелку воздуха, °С.

При расчете горелок можно также не учитывать содержание в газе и воздухе водяных паров, так как оно очень мало влияет на объем и плотность, а также теплоту сгорания газа.

Расход газа через горелку  $V_G$  можно определить по формуле, нм<sup>3</sup>/с:

$$V_G = \frac{Q_{Oy}}{Q_H^C \cdot N \cdot \eta}, \quad (4)$$

где  $Q_{Oy}$  – номинальная тепловая мощность огнетехнической или теплосиловой установки, кВт;

$Q_H^C$  – низшая теплота сгорания газа, кДж/нм<sup>3</sup>;

$N$  – число принимаемых к установке однотипных горелок с одинаковым расходом газа;

$\eta$  – КПД установки.

Теоретический расчет газовых горелок, как было отмечено выше, является весьма сложным по многим причинам. Поэтому расчет обычно проводится с использованием ряда приближенных данных, полученных из практики или отдельных экспериментов.

### 3. РАСЧЕТ ДУТЬЕВЫХ ДИФФУЗИОННЫХ ГОРЕЛОК

При низком давлении газа, поставляемого потребителю, достаточно часто используют дутьевые (с принудительной подачей воздуха) горелки с полным предварительным смешением, которое происходит в смесительной камере. Такие горелки называют диффузионными. Принципиальные схемы таких горелок показаны на рис. 2. Газ в горелку подается под давлением и через систему небольших отверстий выходит наружу.

При расчете диффузионных горелок необходимо учитывать следующие особенности процесса горения:

- наиболее длинный факел формируется диффузионными горелками типа «труба в трубе» при соизмеримых скоростях истечения газа из отверстий и воздуха;

- при сжигании природного газа длина факела может достигать 200 и более диаметров газового сопла;

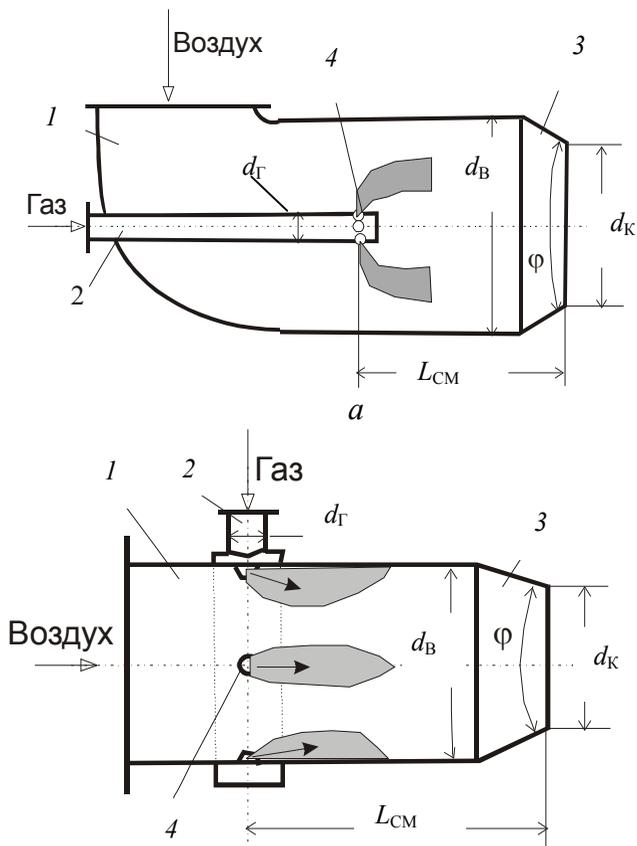
- диффузионные горелки вихревого типа с многоструйной подачей газа формируют более короткие факелы.

В условиях развитой турбулентности газового потока относительная длина диффузионных факелов зависит от ряда факторов: теоретического расхода воздуха на горение, вязкости газа, начальной интенсивности турбулентности потоков газа и воздуха, начальной температуры газа и воздуха, соотношения начальных скоростей газа и воздуха, калибра горелки и т. п.

Современное состояние теории горения пока не позволяет аналитически рассчитывать длину и форму факела ввиду большой сложности факельных процессов. В связи с этим конкретный вид зависимостей для длины и формы факела с учетом конструктивных особенностей горелок и камер сгорания определяется опытным путем и приводится в справочной литературе.

Исходными данными для расчета диффузионной газовой горелки является ее тепловая мощность, химический состав

сжигаемого газа, давление и температура газа перед соплом, давление и температура идущего на горение воздуха, а также характеристики тепловой установки, для которой рассчитывается горелка.



*б*

Рис. 1. Схема прямооточной диффузионной дутьевой горелки с центральной (*а*) и многоструйной периферийной (*б*) подачей газа:  
 1 – корпус горелки; 2 – труба подвода газа; 3 – конфузор; 4 – отверстия для выхода газа

Упрощенный расчет прямоточной дутьевой диффузионной горелки (рис. 1) сводится к определению площадей проходных сечений для газа, воздуха и подготовленной горючей смеси для заданной производительности горелки по газу  $V_G$  и располагаемом давлении газа  $P_G$  и воздуха  $P_B$ .

По известному виду сжигаемого газа по справочникам [1-2] (также можно по табл. 1) определяют низшую теплоту сгорания  $Q_H^C$  и плотность газа  $\rho_G$ , идущего на горение.

Расход газа через горелку  $V_G$  может быть найден с использованием соотношения (4). Тогда требуемый расход воздуха через горелку рассчитывают по формуле,  $\text{м}^3/\text{с}$ :

$$V_B = \alpha_T \cdot V_G \cdot V_B^o, \quad (5)$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент избытка воздуха, подаваемого в топочную камеру. При горении газового топлива он может быть принят равным 1,05;

$V_B^o$  – расход воздуха, необходимый для горения  $1 \text{ нм}^3$  газа,  $\text{м}^3/\text{нм}^3$ . Это расход воздуха, если он не задан, легко может быть рассчитан по известной формуле для процесса горения газа [3-4],  $\text{м}^3/\text{нм}^3$ ,

$$V_B^o = 0,0476 \left[ 0,5 (\text{CO}^C + \text{H}^C) + 1,5 \text{H}_2\text{S}^C + \Sigma \left( m + \frac{n}{4} \right) \text{C}_m\text{H}_n^C - \text{O}^C \right], \quad (6)$$

где  $\text{CO}^C$ ,  $\text{H}^C$ ,  $\text{H}_2\text{S}^C$ ,  $\text{C}_m\text{H}_n^C$ ,  $\text{O}^C$  – процентное содержание в топливе соответствующих газов по объему: оксида углерода, водорода, сероводорода, соответствующих углеводородов и кислорода;

$m, n$  – число атомов углерода и водорода в углеводородном соединении.

Массовая скорость воздуха (произведение плотности воздуха  $\rho_B$  на его скорость  $w_B$ ) в подводящем воздуховоде и в канале горелки принимается экономически целесообразной из соотношения  $\rho_B \cdot w_B = 22 \dots 24 \text{ кг}/(\text{м}^2\text{с})$ .

Задав массовую скорость воздуха  $\rho_B \cdot w_B$ , в указанных выше пределах, можно определить скорость его движения  $w_B$  внутри корпуса горелки.

Внутренний диаметр корпуса горелки  $d_B$  для прохода воздуха можно найти из уравнения неразрывности потока, м

$$d_B = 2 \sqrt{\frac{V_B}{\pi \cdot w_B}}. \quad (7)$$

Для предотвращения *проскока пламени* внутрь смесителя горелки при малых расходах газа в конце горелки используют конфузور – суживающуюся часть. Сужение канала горелки позволяет повысить скорость выхода газозвоздушной смеси, чтобы эта скорость была выше максимальной скорости распространения пламени.

Для эффективного смешения газа с воздухом в смеситель горелки газ вводится системой мелких струй периферийно или центрально, как показано на рис. 2. Условно характер входа струи газа через стенку трубы в поток воздуха показан на рис. 3.

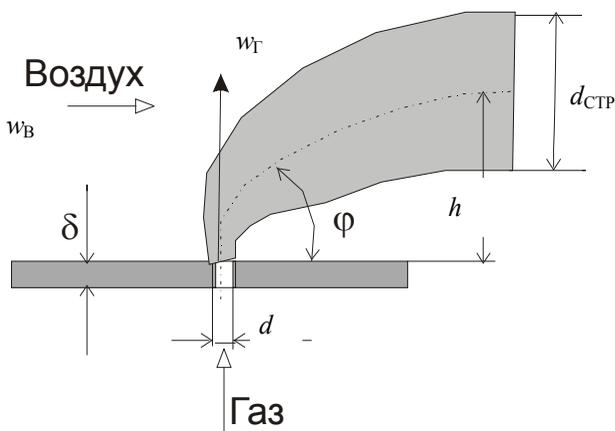


Рис. 3. Схема выхода газа через газовыпускные отверстия

Перепад давления газа в горелке  $\Delta P_G$  до и после газовыпускных отверстий (обычно известен) и достаточно небольшой. Зная величину перепада давления газа в горелке, несложно подсчитать скорость истечения газа из отверстий  $w_G$ , считая его несжимаемой жидкостью, по формуле, м/с

$$w_G = \psi \sqrt{\frac{2 \Delta P_G}{\rho_G}}, \quad (8)$$

где  $\psi$  – коэффициент скорости, зависящий от соотношения толщины стенки  $\delta$  к диаметру отверстия  $d$  :

для тонкой стенки, когда  $\delta < d$ ,  $\psi = 0,97 \dots 0,98$ ;

для толстой стенки, когда  $\delta = (1 \dots 2)d$ ,  $\psi = 0,97 \dots 0,98$ ;

$\rho_{\Gamma}$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>, которая может быть принята по табл. 1.

При невысокой скорости выхода газа и высокой скорости воздуха глубина проникновения  $h$  будет небольшой, и газовая струя будет прижата к внутренней стенке корпуса горелки, а все струи в целом создадут кольцевой поток газозвоздушной смеси. При высокой скорости газа и малой скорости движения воздуха глубина проникновения струи газа  $h$  будет значительной, и струи газа будут сливаться в одну большую струю, находящуюся в центре горелки. В обоих этих случаях условия смесеобразования не являются оптимальными. Аналогичная картина, только наоборот, будет наблюдаться при центральной подаче газа.

Эффективное смешение газовых струй с воздухом имеет место при определенном числе этих струй и скоростей воздуха и газа. При малом числе газовых струй их диаметр должен быть большим, при этом потребуется длинный смеситель горелки для завершения смесеобразования газа с воздухом. При большом числе небольших струй, когда они имеют у корня малый диаметр, струи могут сливаться друг с другом в потоке воздуха в сплошную кольцевую струю, что ведет к ухудшению смесеобразования. Оптимальное число газовых струй должно соответствовать следующему условию:

$$d_{\text{СТР}} = 0,75 h, \quad (9)$$

где  $d_{\text{СТР}}$  – диаметр газовой струи в месте ее полного разворота, как показано на рис. 3.

При центральной подаче газа (рис. 1, *a*) оптимальной считается глубина  $h$  проникновения струй газа в сносящий поток

воздуха на величину  $0,25(d_B - d_\Gamma)$ . При периферийной подаче газа (рис. 1, б) – на величину  $(0,15 \dots 0,25)d_B$ .

Диаметр газовыпускных отверстий  $d$  может быть определен по формуле [2], мм

$$d = \frac{h}{k_1} \frac{w_B}{w_\Gamma} \sqrt{\frac{\rho_B}{\rho_\Gamma}}, \quad (10)$$

где  $h$  – глубина проникновения струи газа в поток воздуха, мм;

$k_1$  – экспериментальный коэффициент, учитывающий влияние относительного шага между отверстиями на размер  $h$ :

$$\text{при } \frac{S}{d} = 5 \quad k_1 = 1,6,$$

$$\text{при } \frac{S}{d} = 10 \quad k_1 = 1,75,$$

$$\text{при } \frac{S}{d} = 15 \quad k_1 = 1,9,$$

где  $S$  – шаг между отверстиями;

При расчетах необходимо предварительно задавать значение относительного шага  $\frac{S}{d}$ , а потом его уточнять.

Число отверстий  $n$  для выхода газа может быть найдено по формуле:

$$n = \frac{4V_\Gamma}{\mu \cdot \pi \cdot d^2} \sqrt{\frac{\rho_\Gamma}{2\Delta P_\Gamma}}, \quad (11)$$

где  $\mu$  – коэффициент расхода для газоразрывных отверстий:

для отверстий в тонкой стенке  $\mu = 0,60 \dots 0,62$ ;

для отверстий в толстой стенке  $\mu = 0,82$ .

После нахождения числа  $n$  следует принять целое их число и уточнить с использованием формулы (11) значение диаметра отверстий для выхода газа  $d$ .

Подводящие газопроводы к горелкам проектируют на скорость движения газа:

– при низком давлении газа в пределах от 10 до 12 м/с;

– при среднем давлении газа в пределах от 25 до 30 м/с.

Для обеспечения полного смешения газа с воздухом в горелке длина смесителя  $L_{CM}$  (расстояние от газоразрывных отверстий до выходного сечения горелки) обычно принимается равной от 30 до 40 диаметров выходного отверстия для газа  $d$ .

Диаметр выхода газоздушнoй струи из кратера горелки может быть принят в пределах, м

$$d_k = (1,07 \dots 1,1) d_B. \quad (12)$$

В прямооточных горелках (рис. 2) располагаемое полное избыточное давление воздуха перед горелкой может быть найдено по формуле, Па

$$P_B = k_2 (1 + \xi_{\text{кон}}) \frac{w_{CM}^2}{2} \rho_{CM} \pm P_{KC}, \quad (13)$$

где  $k_2$  – коэффициент запаса, учитывающий дополнительные потери давления воздуха за счет трения потока о стенки горелки, и сопротивления, связанного с вводом в поток газовых

струи, и др. Ориентировочно при расчетах можно принимать  $k_2 = 1,05 \dots 1,1$ ;

$w_{\text{CM}}$  – скорость газовой смеси в выходном сечении горелки (на выходе из кратера), которую можно определить из соотношения, м/с

$$V_{\Gamma} + V_{\text{B}} = w_{\text{CM}} \frac{\pi \cdot d_{\Gamma}^2}{4}; \quad (14)$$

$\rho_{\text{CM}}$  – плотность газозвушной смеси, определяемая по формуле, кг/м<sup>3</sup>

$$\rho_{\text{CM}} = \frac{\rho_{\Gamma} \cdot V_{\Gamma} + \rho_{\text{B}} \cdot V_{\text{B}}}{V_{\Gamma} + V_{\text{B}}}; \quad (15)$$

$P_{\text{KC}}$  – избыточное давление (или разрежение) в камере сгорания, Па;

$\xi_{\text{кон}}$  – коэффициент аэродинамического сопротивления конфузора, который рассчитывается по формуле

$$\xi_{\text{кон}} = 0,5 \cdot \sin \frac{\varphi}{2} \left[ 1 - \left( \frac{d_{\Gamma}}{d_{\text{B}}} \right)^2 \right]; \quad (16)$$

$\varphi$  – угол сужения конфузора, имеющий значения обычно в пределах от 15° до 30°.

### 3. РАСЧЕТ ИНЖЕКЦИОННОЙ ГАЗОВОЙ ГОРЕЛКИ

Инжекционными называются горелки, в которых образование газозвушной смеси, идущей на горение, происходит за счет энергии струи газа (в литературе часто такие горелки называют эжекторами или эжекционными смесителями). В таких горелках дополнительных устройств для подачи в нее воздуха не требуется. Принципиальная схема горелки показана на рис. 4. Основным элементом инжекционной горелки – инжектор. Инжектор представляет собой газовое сопло  $1$ , расположенное в суживающейся части горелки  $2$ . Из сопла с высокой скоростью выходит струя газа. За счет своего движения она увлекает за собой воздух из окружающего пространства внутрь горелки в смесительную камеру  $3$ , где далее происходит их смешение.

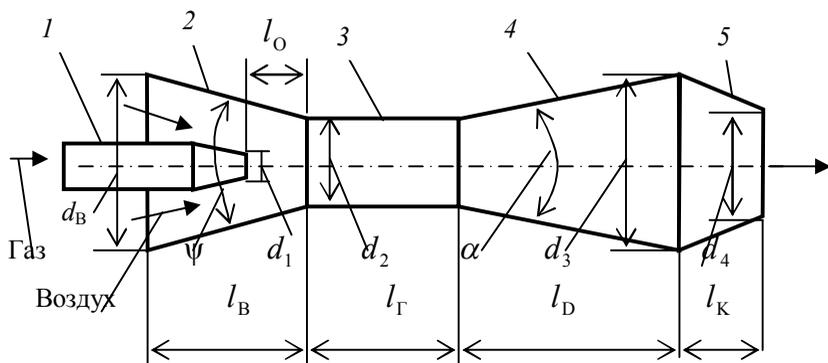


Рис. 4. Принципиальная схема инжекционной атмосферной газовой горелки:  
 $1$  – сопло;  $2$  – конфузор;  $3$  – горловина;  $4$  – диффузор,  $5$  – кратер

В зависимости от количества инжектируемого (всасываемого в горелку) воздуха горелки могут быть с неполной инжек-

цией воздуха или полного предварительного смешения газа с воздухом.

Инжекционные горелки устойчиво работают при низком давлении газа, из-за чего имеют ряд положительных качеств: хорошее смешение компонентов; простота конструкции; надежность в эксплуатации. Благодаря этим качествам их широко применяют в бытовых газовых приборах, а также в газовых приборах для предприятий общественного питания и используются другими коммунально-бытовыми потребителями газа. Горелки также используют в отопительных котлах.

Важной характеристикой инжекционных горелок неполного смешения является *коэффициент инжекции* – отношение объема инжектируемого воздуха к объему воздуха, необходимого для полного сгорания газа. Например, если для полного сгорания  $1 \text{ м}^3$  газа необходимо  $10 \text{ м}^3$  воздуха, а первичный воздух составляет  $4 \text{ м}^3$ , то коэффициент инжекции равен  $4:10 = 0,4$ . Количество вторичного воздуха будет составлять  $6 \text{ м}^3$ .

Другой характеристикой горелок является *кратность инжекции* – отношение объемного расхода первичного воздуха к объемному расходу газа в горелке. Например, когда на  $1 \text{ м}^3$  сжигаемого газа инжектируется  $4 \text{ м}^3$  воздуха, кратность инжекции составит 4.

Основным достоинством инжекционных горелок является их свойство по саморегулированию подсасываемого воздуха на горение, т. е. поддержание постоянной пропорции между количеством подаваемого в горелку газа и количеством инжектируемого воздуха при неизменном давлении газа.

Пределы устойчивой работы инжекционных горелок ограничены возможностями отрыва и проскока пламени.

При расчете инжекционных горелок следует учитывать особенности горения:

– для холодных смесей природного газа с воздухом длина турбулентного прямоточного факела обычно должна лежать в пределах от 5 до 6 диаметров выходного сечения горелки  $d_4$ ;

– для смесей с высокой нормальной скоростью распространения пламени длина факела должна быть еще меньше;

– при наличии подогрева воздуха перед горелкой длина кинетического факела должна быть небольшой. Например, при изменении температуры газовой смеси в горелке от 20 до 400 °С длина факела уменьшается примерно вдвое.

В горелках полного предварительного смешения газа с воздухом (когда воздух, требующийся на горение, полностью засасывается инжектором), поступление последнего на горение обеспечивается повышенным давлением газа. Горелки полного смешения газа обычно работают в диапазоне давления от 0,005 МПа до 0,5 МПа. Их называют инжекционными горелками среднего давления, и применяют в основном в отопительных котлах и промышленных печах. Основные трудности повышения мощности таких горелок – сложность борьбы с проскоком пламени и громоздкость смесителей.

Основой расчета инжекционных горелок является уравнение инъекции, полученное из классического уравнения Эйлера (уравнение импульсов):

$$\left(\frac{f_2}{f_1}\right)_{\text{опт}} = \left(1 + \frac{\xi_2}{2}\right)(1 + U_M)(1 + U_{\text{об}}), \quad (17)$$

где  $\left(\frac{f_2}{f_1}\right)_{\text{опт}}$  – оптимальное отношение площади сечения цилиндрической части смесителя (горловины)  $f_2$  к площади сечения газового сопла  $f_1$ ;

$\xi_2$  – коэффициент сопротивления входной камеры смесителя, отнесенный к скорости газовой смеси в цилиндрической части смесителя;

$$U_M = \frac{G_B}{G_\Gamma} - \text{массовая кратность инжекции, т. е. отношение}$$

массового расхода воздуха  $G_B$  к массовому расходу газа  $G_\Gamma$  в горелке;

$$U_{\text{об}} = \frac{V_B}{V_\Gamma} - \text{объемная кратность инжекции, т. е. отношение}$$

объемного расхода воздуха  $V_B$  к объемному расходу газа  $V_\Gamma$  в горелке.

Выбор соотношения  $\frac{f_2}{f_1}$  по основному уравнению инжекции обеспечивает максимальный КПД смесительной камеры  $\eta_{\text{MAX}}$ , определяемый по формуле

$$\eta_{\text{MAX}} = \frac{(V_\Gamma - V_B)P_3}{V_\Gamma \cdot P_1}, \quad (18)$$

где  $P_3$  – полное избыточное давление газозвушной смеси в конце диффузора, Па;

$P_1$  – избыточное давление газа перед газовым соплом, Па.

Оптимальное соотношение  $\frac{f_2}{f_1}$  обеспечивает максимальное давление газовой смеси  $P_3$  в конце диффузора и, следовательно, максимальную скорость истечения смеси из горелки, что приводит к расширению пределов регулирования тепловой мощности горелки при заданном давлении газа перед ней.

Максимальное давление газовой смеси в конце диффузора определяется из соотношения

$$\frac{P_3}{P_1} = \frac{\mu_1^2}{\left(\frac{f_2}{f_1}\right)_{\text{опт}}}, \quad (19)$$

где  $\mu_1$  - коэффициент расхода для газового сопла.

Давление  $P_3$  в конце диффузора находится в зависимости от аэродинамических сопротивлений конфузора горелки, горелочного туннеля и других сопротивлений по тракту газовой смеси, а также от противодавления в камере сгорания, Па:

$$P_3 = P_{3,\text{ст}} + \frac{w_3^2}{2} \rho_{\text{см}} = \left(1 + \sum \xi_{54}\right) \frac{w_4^2}{2} \rho_{\text{см}} \pm P_{\text{КС}}, \quad (20)$$

где  $P_{3,\text{ст}}$  - статическое давление газовой смеси в конце диффузора, Па;

$\frac{w_3^2}{2} \rho_{\text{см}}$  - динамическое давление в конце диффузора, Па;

$\rho_{\text{см}}$  – плотность газовой смеси, кг/м<sup>3</sup> (см. формулу (15));

$\frac{w_4^2}{2} \rho_{\text{см}}$  – динамическое давление на выходе из горелки,

Па;

$P_{\text{КС}}$  – избыточное противодавление (+) или разрежение (-) в камере сгорания, Па;

$\sum \xi_4$  – сумма коэффициентов местных сопротивлений по тракту газовой смеси, отнесенных к скорости в выходном сечении горелки.

Подставив в уравнение (20) вместо  $P_3$  его значение из уравнения (19), получим

$$P_1 = \left(1 + \sum \xi_4\right) \pm \frac{P_{\text{КС}}}{\frac{w_4^2}{2} \rho_{\text{см}}} \frac{w_4^2}{2} \rho_{\text{см}} \frac{1}{\mu_1^2} \left(1 + \frac{\xi_2}{2}\right) (1 + U_M)(1 + U_{\text{Об}}). \quad (21)$$

Уравнение (21) называется **основным уравнением инжекционного смесителя**. Оно устанавливает зависимость необходимого давления газа перед горелкой от режимных параметров ее работы. Это уравнение заложено в основу методики расчета инжекционной горелки.

При конструктивном расчете инжекционной горелки обычно известно давление газа перед горелкой  $P_{\Gamma}$ . Избыточное давление газа перед газовым соплом  $\Delta P_1$  может быть найдено по эмпирической формуле, Па

$$\Delta P_1 = 0,27 \frac{Q_H^C}{100} + 40, \quad (22)$$

где  $Q_H^C$  – низшая теплота сгорания сухого газа, кДж/м<sup>3</sup>, принимаемая по справочным таблицам для данного газа.

Скорость газа на выходе из сопла может быть определена по формуле, м/с

$$w_\Gamma = \sqrt{\frac{2 \Delta P_1}{\rho_\Gamma}}. \quad (23)$$

Диаметр выходного сечения сопла  $d_1$  рассчитывается из условия обеспечения надежной работы горелки, без проскоков пламени в смеситель при минимально необходимой тепловой мощности, по формуле, м

$$d_1 = 2 \sqrt{\frac{V_\Gamma}{\pi \cdot \mu \cdot w_\Gamma}}, \quad (24)$$

где  $\mu_1$  – коэффициент расхода, учитывающий неравномерность распределения скоростей потока газа по сечению сопла, сопротивление трения и сжатие струи. Данный коэффициент в основном зависит от формы сопла. Для конической формы сопла, приведенной на рис. 4,  $\mu_1 = 0,85$  при угле конусности 30°. Для других форм сопла и других углах конусности значение коэффициента  $\mu_1$  приведено в справочной литературе [2].

Диаметр горловины (смесителя) сопла  $d_2$  определяется из уравнения, выражающего закон сохранения количества движения при смешении газа с воздухом. Принимая, что объемная

кратность инжекции равна  $U_{\text{об}} = \alpha_T \cdot V_B^{\circ}$ , уравнение для определения диаметра горловины запишется в виде, м

$$d_2 = d_1 \sqrt{(1 + \alpha_T \cdot V_B^{\circ})(1 + \alpha_T \cdot V_B^{\circ} \frac{\rho_B}{\rho_T})}, \quad (25)$$

где  $\alpha_T$  – коэффициент избытка инжектируемого воздуха. Этот коэффициент может быть принят равным коэффициенту избытка воздуха, подаваемого в топочное устройство (см. формулу (5));

$V_B^{\circ}$  – теоретически необходимое количество воздуха для сжигания 1 м<sup>3</sup> газа (см. формулу (6)).

Диаметры конфузора  $d_B$  и диффузора  $d_3$  обычно принимаются примерно одинаковыми, и определяются соотношением, м

$$d_B \approx d_3 = (1,5 \dots 1,7) d_2. \quad (26)$$

Диаметр кратера горелки  $d_4$  может быть принят, м

$$d_4 = (1,07 \dots 1,1) d_2. \quad (27)$$

Остальные размеры горелки определяются по следующим соотношениям, полученным в результате экспериментальных исследований:

длина конфузора, м

$$l_B = (1,5 \dots 1,7) d_2; \quad (28)$$

длина горловины, м

$$l_{\Gamma} = (3 \dots 4) d_2 ; \quad (29)$$

длина кратера, м

$$l_{\text{К}} = (1,2 \dots 1,7) d_2 ; \quad (30)$$

длина диффузора, м

$$l_{\text{D}} = \frac{d_3 - d_2}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} , \quad (31)$$

где  $\alpha$  - угол расширения диффузора, принимаемый для обеспечения безотрывности потока газовой смеси от стенок канала в пределах  $6 \dots 8^\circ$ . В целях укорочения диффузора угол  $\alpha$  может быть увеличен, но не более чем до  $14^\circ$ .

Расстояние от среза газового сопла до входа в цилиндрическую часть смесителя принимают в пределах

$$l_0 = (1,5 \dots 2) d_2 . \quad (32)$$

Методики расчета инжекционных горелок с неполным предварительным смешением и с активной воздушной струей изложены в специальной литературе [2].

## 5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Объясните принцип работы диффузионной горелки.
2. Из каких основных элементов состоит дутьевая диффузионная горелка?
3. Для чего предназначен кратер горелки?
4. Почему рекомендуется вводить газ в горелку в виде мелких струй, а не одной струей?
5. Объясните принцип работы инжекционной горелки.
6. Из каких основных элементов состоит инжекционная горелка?
7. Что Вы понимаете под коэффициентом инжекции?
8. Что Вы понимаете под кратностью инжекции?
9. Какое уравнение положено в основу расчета инжекционных горелок? Запишите его и поясните.
10. К чему приводит подогрев воздуха перед подачей его в инжекционную горелку?
11. Для чего нужно сужать выходное сечение горелки?

## 6. ЗАДАНИЯ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

**Задание 1.** Рассчитать конструктивные размеры дутьевой диффузионной газовой горелки ( $d_B, d_\Gamma, d, h, d_{\text{СТР}}, n, L_{\text{СМ}}$ ) и ее технические характеристики ( $Q_\Gamma, V_\Gamma, V_B, w_B, w_\Gamma, w_{\text{СМ}}, P_B$ ). Горелки в количестве двух установлены на котле теплопроизводительностью 1 МВт. Определить давление воздуха на входе в горелку, если избыточное давление дымовых газов в топочной камере  $P_{\text{КС}} = -20$  Па. Привести эскиз рассчитанной горелки в масштабе. Исходные данные для решения задачи принять по своему варианту по приложениям 1 и 2.

*Указания к решению задачи.* Перед решением задания студенту необходимо ознакомиться с работой дутьевых диффузионных горелок.

**Задание 2.** Рассчитать конструктивные размеры газовой инжекционной горелки (рис. 4) с полным предварительным смешением, если известны: расход газа через горелку  $V_\Gamma, \text{ м}^3/\text{с}$ ; газопровод, откуда берется газ; КПД теплосилового агрегата  $\eta$ . Температуру газа и воздуха принять  $0^\circ\text{С}$ . Определить тепловую мощность агрегата и требуемое давление газа перед горелкой. При расчете принять коэффициент избытка воздуха  $\alpha_\Gamma = 1,05$ . Привести эскиз рассчитанной горелки в масштабе. Исходные данные принять по своему варианту по прил. 3. Характеристики сжигаемого газа принять по прил. 1.

*Указания к решению задачи.* Перед решением задания студенту необходимо ознакомиться с работой инжекционной горелки, ее характеристиками и особенностями работы.

## СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Роддатис, К.Ф. Справочник по котельным установкам малой производительности / К.Ф. Роддатис, А.Н. Полтарецкий; под ред. К.Ф. Роддатиса. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 488 с.
2. Стаскевич, Н.Л. Справочник по газоснабжению и использованию газа / Н.Л. Стаскевич, Г.Н. Северинец, Д.Я. Вигдорчик. – Л.: Недра, 1990. – 762 с.
3. Карауш, С.А. Основы процессов горения и взрывов [текст] : учебное пособие / С.А. Карауш. – Томск : Изд-во Томск. гос. архит.-строит. ун-та, 2008. – 278 с.
4. Теория горения и взрыва : учеб. для студ. учреждений высш. проф. образования / С. А. Карауш. – М. : Издательский центр «Академия», 2013. – 208 с.
5. Перелетов, И.И. Высокотемпературные теплотехнологические процессы и установки / И.И. Перелетов, Л.А. Бровкин, Ю.И. Розенгарт и др.; Под ред. А.Д. Ключникова. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 336 с.

**РАСЧЕТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРИРОДНЫХ ГАЗОВ [1]**

№ вар.	Газопровод	Состав газа по объему, %							$Q_H^C$ , кДж/м <sup>3</sup>	$\rho_{Г}$ , кг/нм <sup>3</sup>
		$CH_4^C$	$C_2H_6^C$	$C_3H_8^C$	$C_4H_{10}^C$	$C_5H_{12}^C$	$N_2^C$	$CO_2^C$		
1	Брянск-Москва	92,8	3,9	1,1	0,4	0,1	1,6	0,1	37310	0,775
2	Бухара-Урал	94,2	2,5	0,4	0,2	0,1	2,6	–	36170	0,752
3	Газли-Коган	95,4	2,6	0,3	0,2	0,2	1,1	0,2	36590	0,750
4	Газли-Ташкент	94,0	2,8	0,4	0,3	0,1	2,0	0,4	36260	0,751
5	Гоголево-Полтава	85,8	0,2	0,1	0,1	–	13,7	0,1	30980	0,789
6	Дашава-Киев	98,9	0,3	0,1	0,1	–	0,4	0,2	35880	0,712
7	Джаркак-Ташкент	95,5	2,7	0,4	0,2	0,1	1,0	0,1	36680	0,748
8	Карабулак-Грозный	68,5	14,5	7,6	3,5	1,0	3,5	1,4	45850	1,036
9	Карадаг-Ереван	93,9	3,1	1,1	0,3	0,1	1,3	0,2	37090	0,766
10	Коробки-Волгоград	93,2	1,9	0,8	0,3	0,1	3,0	0,7	35840	0,766
11	Коробки-Камышин	81,5	8,0	4,0	2,3	0,5	3,2	0,5	41450	0,901
12	Кумертау-Магнитогорск	81,7	5,3	2,9	0,9	0,3	8,8	0,1	36800	0,858
13	Линево-Вольск	93,2	2,6	1,2	0,7	–	2,0	0,3	37010	0,782
14	Оренбург-Совхозное	91,4	4,1	1,9	0,6	–	0,2	0,7	38020	0,883
15	Первомайск-Сторожевка	62,4	3,6	2,6	0,9	0,2	30,2	0,1	28300	0,952
16	Промысловка-Астрахань	97,1	0,3	0,1	–	–	2,4	0,1	35040	0,733
17	Рудки-Минск	95,6	0,7	0,4	0,2	0,2	2,8	0,1	35500	0,740
18	Саратов-Горький	91,9	2,1	1,3	0,4	0,1	3,0	1,2	36130	0,786

№ вар.	Газопровод	Состав газа по объему, %							$Q_H^C$ , кДж/м <sup>3</sup>	$\rho_{Г}$ , кг/нм <sup>3</sup>
		$CH_4^C$	$C_2H_6^C$	$C_3H_8^C$	$C_4H_{10}^C$	$C_5H_{12}^C$	$N_2^C$	$CO_2^C$		
19	Саратов-Москва	78,2	4,4	2,2	0,7	0,2	14,2	0,1	34160	0,879
20	Саушино-Волгоград	96,1	0,7	0,1	0,1	–	2,8	0,2	35130	0,741
21	Серпухов-С.Петербург	89,7	5,2	1,7	0,5	0,1	2,7	0,1	37430	0,799
22	Смесь Зап.Сибири	92,7	5,0	0,5	–	1,8	–	–	36840	0,800
23	Средняя Азия-Центр	93,8	3,6	0,7	0,2	0,4	0,7	0,6	37560	0,776
24	Ставрополь-Грозный	98,2	0,4	0,1	0,1	–	1,0	0,2	35630	0,728
	Ставрополь-Москва:									
25	1-я нитка	93,8	2,0	0,8	0,3	0,1	2,6	0,4	36090	0,764
26	2-я нитка	92,8	2,8	0,9	0,4	0,1	2,5	0,5	36550	0,722
27	3-я нитка	91,2	3,9	1,2	0,5	0,1	2,6	0,5	37010	0,786
28	Угерско-Львов	98,5	0,2	0,1	–	–	1,0	0,2	35500	0,722
29	Уренгой-Ужгород	98,4	0,1	–	–	–	1,2	0,3	41750	0,838
30	Урицк-Сторожовка	91,9	2,4	1,1	0,8	0,1	3,2	0,5	36470	0,789

Исходные данные для задания 1

№ варианта	Температура воздуха $t_B, ^\circ\text{C}$	Перепад давления газа в горелке $\Delta P_G, \text{Па}$	Подача газа: П - периферийная; Ц - центральная	КПД теплосилового агрегата $\eta$
1	0	200	П	0,70
2	10	150	Ц	0,80
3	20	100	П	0,90
4	30	50	Ц	0,72
5	5	400	П	0,82
6	15	350	Ц	0,92
7	25	300	П	0,74
8	-10	250	Ц	0,84
9	-20	225	П	0,68
10	-30	175	Ц	0,76
11	-5	125	П	0,86
12	-15	75	Ц	0,66
13	-25	375	П	0,78
14	0	325	Ц	0,88
15	10	275	П	0,75
16	20	200	Ц	0,77
17	30	150	П	0,91
18	5	100	Ц	0,89
19	15	50	П	0,81
20	25	400	Ц	0,83
21	-10	350	П	0,85
22	-20	300	Ц	0,71
23	-30	250	П	0,87
24	-5	225	Ц	0,73
25	-15	175	П	0,79
26	10	125	Ц	0,80
27	20	75	П	0,73
28	30	375	Ц	0,88
29	5	325	П	0,75
30	15	275	Ц	0,82

## Исходные данные для задания 2

№ варианта	Расход газа через горелку $V_{\Gamma}$ , м <sup>3</sup> /с	КПД теплосилового агрегата $\eta$
1	0,040	0,85
2	0,010	0,71
3	0,020	0,87
4	0,050	0,73
5	0,015	0,79
6	0,025	0,85
7	0,035	0,71
8	0,045	0,87
9	0,040	0,73
10	0,010	0,79
11	0,020	0,70
12	0,050	0,80
13	0,015	0,90
14	0,025	0,72
15	0,035	0,82
16	0,045	0,92
17	0,040	0,74
18	0,010	0,84
19	0,020	0,68
20	0,050	0,76
21	0,015	0,86
22	0,025	0,66
23	0,035	0,78
24	0,045	0,88
25	0,055	0,75
26	0,015	0,77
27	0,025	0,91
28	0,035	0,89
29	0,045	0,81
30	0,010	0,83