перепадов давления на участках, подходящих к узлу, будет компенсироваться уменьшением (или увеличением) перепадов на участках, отходящих от узла.

Поправочные узловые давления δp получаются на основании вывода, аналогичного выводу поправочных круговых расходов ΔQ при увязке колец. Допустим, что имеются два узла I и II с незаданными давлениями (см. рис. 10.3). Для них можно написать два уравнения:

$$A_2\Delta p_2^{-1,21}+A_3\Delta p_3^{-1,21}-$$
$$-A_1\Delta p_1^{-1,21}=\Delta_{\mathrm{I}}$$
$$A_4\Delta p_4^{-1,21}+A_5\Delta p_5^{-1,21}-$$
$$-A_3\Delta p_3^{-1,21}=\Delta_{\mathrm{II}}.$$

Введя поправочные узловые давления $\delta_{p_{\mathrm{I}}}$ и $\delta_{p_{\mathrm{II}}}$, получим:

$$A_2=(\Delta p_2+\delta p_{\mathrm{I}})^{-1,21}+$$
$$+A_3(\Delta p_3+\delta p_{\mathrm{I}}-\delta p_{\mathrm{II}})^{-1,21}-$$
$$-A_1(\Delta p_1-\delta p_{\mathrm{I}})^{-1,21}=0;$$
$$A_4(\Delta p_4+\delta p_{\mathrm{II}})^{-1,21}+$$
$$+A_5(\Delta p_5+\delta p_{\mathrm{II}})^{-1,21}-$$
$$-A_3(\Delta p_3-\delta p_{\mathrm{II}}+\delta p_{\mathrm{I}})^{-1,21}=0.$$

Раскладывая выражения в скобках в ряд Маклорена и ограничиваясь первыми двумя членами, получим следующую систему уравнений:

$$\sum_{\mathrm{I}} A_i\Delta p_i^{-1,21}-1,21\sum_{\mathrm{I}}\frac{A_i\Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i}\delta p_{\mathrm{I}}+$$
$$+1,21\frac{A_3\Delta p_3^{-1,21}}{\Delta p_3}\delta p_{\mathrm{II}}=0;$$
$$\sum_{\mathrm{II}} A_i\Delta p_i^{-1,21}-1,21\sum_{\mathrm{II}}\frac{A_i\Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i}\delta p_{\mathrm{II}}+$$
$$+1,21\frac{A_3\Delta p_3^{-1,21}}{\Delta p_3}\delta p_{\mathrm{I}}=0.$$

Приближенное решение полученной системы в общем виде следующее:

$$\delta p'=\frac{\sum A_i\Delta p_i^{-1,21}}{1,21\sum\frac{A_i\Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i}},$$
$$\delta p''=\frac{\sum\delta p'_{c\,y}\left(\frac{A\Delta p^{-1,21}}{\Delta p}\right)_{y\,c\,y}}{\sum\frac{A_i\Delta p_i^{-1,21}}{\Delta p_i}};$$
$$\delta p=\delta p'+\delta p''$$

где $\delta p'$ — часть поправки, полученной без учета влияния поправочных давлений в соседних узлах; $\delta p''$ — часть поправки, учитывающей влияние поправочных давлений в соседних узлах, $\delta p'_{c\,y}$ — первое приближение поправки в соседнем узле

Величина $\delta p'_{c\,y}$ умножается на отношение $(A\Delta p^{-1,21}/\Delta p)_{y\,c\,y}$ участка, который имеет соседний узел. Число членов суммы $\Sigma\delta p'_{c\,y}\times$ $\times(A\Delta p^{-1,21}/\Delta p)_{y\,c\,y}$ равно числу соседних узлов При определении знака поправки следует учитывать, что выражение типа $A_i\Delta p_i^{-1,21}/\Delta p_i$ всегда положительное.

Глава 11
Промышленные системы газоснабжения

11.1. Устройство промышленных систем газоснабжения. Их классификация

Промышленные и коммунальные предприятия получают газ от городских распределительных сетей среднего и высокого давления. Предприятия с малыми расходами газа (50... 150 м³/ч) можно присоединять также к сетям низкого давления. Оптимальный вариант присоединения в этом случае должен быть обоснован технико-экономическим расчетом. Крупные промышленные предприятия и ТЭЦ присоединяют с помощью специаль-

ных газопроводов к ГРС или магистральным газопроводам.

Промышленные системы газоснабжения состоят из следующих элементов: 1) вводов газопроводов на территорию предприятия; 2) межцеховых газопроводов; 3) внутрицеховых газопроводов; 4) регуляторных пунктов (ГРП) и установок (ГРУ); 5) пунктов измерения расхода газа (ПИРГ); 6) обвязочных газопроводов агрегатов, использующих газ. Газ от городских распределительных сетей поступает в промышленные сети предприятия через ответвления и ввод. На вводе устанавливают главное отключающее устройство, которое следует размещать вне территории предприятия в доступном и удобном для обслуживания месте, максимально близко к распределительному газопроводу, но не ближе 2 м от линии застройки или стены здания. Для газоснабжения промышленных предприятий проектируют тупиковую разветвленную сеть с одним вводом. Только для крупных предприятий, не допускающих перерыва в газоснабжении, ГРЭС и ТЭЦ применяют кольцевые схемы сетей с одним или несколькими вводами.

Транспортирование газа от ввода к цехам осуществляется по межцеховым газопроводам, которые могут быть подземными и надземными. Выбор способа их укладки зависит от территориального расположения цехов, характера сооружений, по которым предполагается прокладка газопроводов, насыщенности проездов подземными сооружениями. Надземная прокладка межцеховых газопроводов имеет ряд преимуществ по сравнению с подземной: исключается подземная коррозия газопроводов; менее опасны утечки газа, так как вытекающий из трубопровода газ рассеивается в атмосфере; утечки легче обнаружить и устранить; проще эксплуатировать и осуществлять наблюдение за состоянием газопроводов. При использовании в качестве опор для газопроводов существующих колонн, эстакад, стен и покрытий зданий надземная прокладка газопроводов экономичнее подземной. Из приведенных данных следует, что надземная прокладка газопроводов предпочтительнее подземной. В конечных точках межцеховых газопроводов следует предусматривать продувочные газопроводы.

Некоторые схемы промышленных систем предусматривают проектирование центрального ГРП, который снижает и регулирует давление газа в межцеховых газопроводах. В этом случае в них устанавливают и пункты измерения расхода газа. В межцеховых газопроводах, как правило, поддерживают среднее давление и только у мелких потребителей — низкое. Высокое давление применяют там, где оно необходимо для газоиспользующих агрегатов. На вводе газопровода в цех снаружи или внутри здания устанавливают отключающее устройство. Внутрицеховые газопроводы прокладывают по стенам и колоннам в виде тупиковых линий. Необходимость кольцевания внутрицеховых газопроводов может возникнуть лишь для особо важных промышленных цехов. На ответвлениях к агрегатам устанавливают главные отключающие устройства. Газопроводы промышленных предприятий и котельных оборудуют специальными продувочными трубопроводами с запорными устройствами. Отводы к продувочным трубопроводам предусматривают от последних участков внутрицеховых газопроводов и от каждого газопровода агрегата перед последним по ходу газа отключающим устройством.

Давление во внутрицеховых газопроводах определяется давлением газа перед горелками. При установке перед агрегатами регуляторов давления газа давление во внутрицеховых газопроводах может существенно превосходить необходимое давление перед горелками. Основное отличие принципиальных схем промышленных систем газоснабжения заключается в принятых давлениях газа в межцеховых газопроводах, газопроводах перед горелками агрегатов, а также в расположении газорегуляторных пунктов, установок и наличии регуля-

торов давления перед агрегатами. При решении вопроса о выборе схемы следует учитывать: давление газа в городских распределительных газопроводах в месте присоединения предприятия; необходимое давление газа перед газовыми горелками в отдельных цехах; территориальное расположение цехов, потребляющих газ; расход газа цехами и режим его потребления; удобство обслуживания и экономическую эффективность.

В зависимости от конкретных условий проектирования промышленных систем газоснабжения используют различные принципиальные схемы, которые классифицируют следующим образом.

I. Одноступенчатые системы газоснабжения (рис. 11.1.): а) при непосредственном присоединении предприятий к городским распределительным сетям низкого давления (*I-1*); *б*) при присоединении промышленных объектов к городским сетям через центральный ГРП и с низким давлением в промышленных газопроводах (*I-2*); *в*) при присоединении промышленных объектов к городским сетям через центральный ГРП и со средним давлением в промышленных газопроводах (*I-3*).

II. Двухступенчатые системы (см. рис. 11.1): *а*) при непосредственном присоединении промышленных объектов к городским сетям среднего давления цеховыми ГРУ и с низким давлением в цеховых газопроводах (*II-1*); б) при непосредственном присоединении промышленных объектов к городским сетям среднего давления цеховыми ГРУ и со средним давлением в цеховых газопроводах (*II-2*); в) при присоединении к городским сетям через центральный ГРП, со средним давлением в межцеховых газопроводах, цеховыми ГРУ и с низким давлением в цеховых газопроводах (*II-3*); г) при присоединении к городским сетям через центральный ГРП со средним давлением в межцеховых газопроводах, цеховыми ГРУ и со средним давлением в цеховых газопроводах (*II-4*).

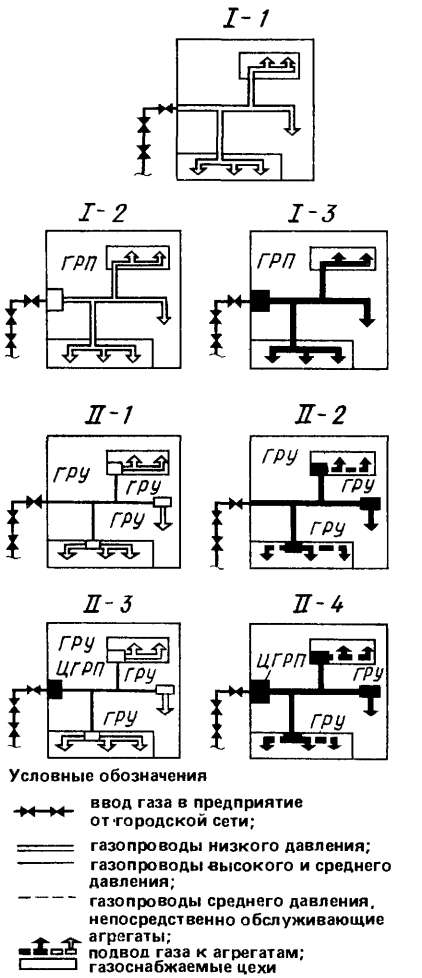


Рис. 11.1. Классификация промышленных систем газоснабжения

У средних и крупных предприятий агрегаты в отдельных цехах обычно оборудуют горелками, которые работают на различных давлениях. В связи с этим при проектировании возникает необходимость в комбинации приведенных принципиальных схем. Так, часто проектируют промышленную систему газоснабжения с центральным ГРП и ГРУ только у отдельных цехов. Такую систему получают путем комбинации схем *I-3, II-3* и *II-4*.

11.2. Одноступенчатые промышленные системы

Схема промышленной системы газоснабжения в случае непосредственного присоединения к городским сетям низкого давления показана на рис. 11.2. Данную схему проектируют для небольших коммунальных и промышленных предприятий. Это объясняется, во-первых, малой пропускной способностью сетей низкого давления, а во-вторых тем, что переменный режим потребления газа предприятием будет отрицательно сказываться на режиме давлений у газовых приборов жилых зданий, присоединенных к той же сети низкого давления.

Из городской распределительной сети низкого давления газ через задвижку *1* поступает в межцеховой газопровод *2*. У небольших предприятий протяженность межцеховых газопроводов обычно невелика, поэтому на ответвлениях от основного газопровода к цехам отключающие устройства можно не устанавливать. Для продувки межцеховых газопроводов в конце ответвлений предусматривают продувочные свечи. На цеховых вводах устанавливают отключающие устройства. Место установки должно быть доступно для обслуживания, осмотра и ремонта арматуры и обеспечивать возможность быстрого отключения цехового газопровода. При расположении задвижек или кранов на высоте более 2 м устраивают площадки из несгораемых материалов с ограждениями и лестницами или предусматривают дистанционный привод.

Расход газа предприятием измеряют в центральном пункте для учета потребления газа в цехах и зданиях. При необходимости учета расхода газа отдельными цехами или агрегатами следует предусматривать дополнительную установку газовых счетчиков или расходомеров. Для небольших предприятий, состоящих из двух цехов, и при условии незначительного потребления газа одним

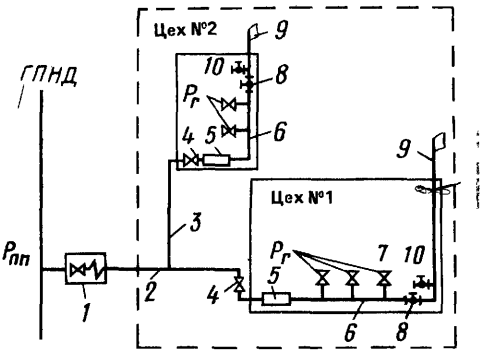


Рис. 11.2. Схема газоснабжения небольшого промышленного предприятия, присоединенного к городской сети низкого давления
1— отключающее устройство (задвижка) с компенсатором на вводе в промышленное предприятие, *2*— межцеховой газопровод, *3*— ответвление к цеху, *4*— отключающее устройство на вводе в цех, *5*— пункт измерения расхода газа (ПИРГ), *6*— внутрицеховые газопроводы, *7*— главные отключающие устройства перед агрегатами, *8*— кран на продувочном газопроводе, *9*— продувочный газопровод, *10*— штуцер с краном и пробкой для взятия пробы

из них допускается учитывать расход газа по цехам без общезаводского учета (см. рис. 11.2).

Внутрицеховые газопроводы тупиковые. На ответвлениях установлены главные отключающие устройства. К последним участкам цеховых газопроводов присоединяют продувочные линии *9* с отключающими кранами *8*, а также штуцера с кранами и пробками для отбора пробы газа. В продувочные линии *9* включены продувочные трубопроводы, присоединенные к газопроводам агрегатов перед последним по ходу газа отключающим устройством, перед горелками. Расчетный перепад давления $\Delta p_р$ в газопроводах предприятия (см. рис. 11.2) определяют по выражению

$$\Delta p_р = p_{пп} - p_а^{ном}.$$

Этот перепад не должен превышать определенной доли от номинального значения давления перед горелками газоиспользующих агрега-

тов $p_a^{ном}$, определяемой режимом работы предприятия. Расчетный перепад зависит от давления на вводе $p_{пп}$. Чем дальше предприятие расположено от сетевого газорегуляторного пункта и чем крупнее оно, тем стоимость газопроводов предприятия дороже. Расчетный перепад в долях от давления газа перед горелками агрегатов выбирают в зависимости от технологических требований, предъявляемых к стабильности тепловых нагрузок горелок. Чем степень стабильности больше, тем меньше должен быть перепад.

Обозначим допустимую относительную перегрузку агрегата α, т. е.

$$Q_A^{макс} = \alpha Q_A^{ном}.$$

Величина α зависит от технологии производства и равна 1,05...1,2. Давление перед соплами горелок находится в квадратичной зависимости от расхода, поэтому

$$p_A^{макс}/p_A^{ном} = \alpha^2.$$

Если сеть несет нагрузку от максимальной до минимальной (близкой к нулю), то предельной нагрузке горелки будет соответствовать и предельная нагрузка сети. При максимальной нагрузке сети $Q_c^{макс}$ перед горелками будет номинальное давление $p_A^{ном}$, а при минимальной нагрузке $Q_c^{мин}=0$ давление перед горелками будет максимальным $p_A^{макс}$ и равным:

$$p_A^{макс} = p_A^{ном} + \Delta p_р.$$

Рассмотренный случай редко встречается в практике. В условиях нормального течения технологического процесса минимальная нагрузка сети не может быть близкой к нулю. Обозначим минимальную нагрузку сети в долях от максимальной через β, т. е.

$$Q_c^{мин} = \beta Q_c^{макс}.$$

Большинство промышленных предприятий имеет величину $\beta=0,5...0,7$. На рис. 11.3 построены пьезометры для величин $Q_{мин}$ и $Q_{макс}$. При таких предельных значениях нагрузок колебания давления газа перед горелками агрегатов составят:

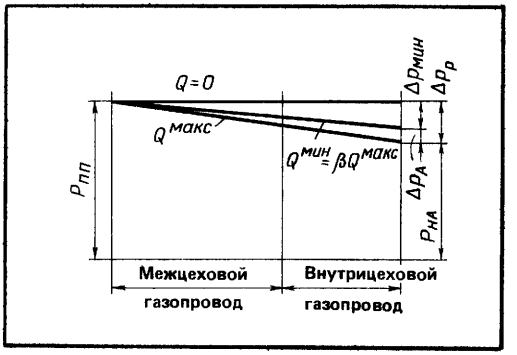


Рис. 11.3. Пьезометры промышленных газопроводов

$$\Delta p_A = \Delta p_р - \Delta p_{мин} = aQ_{макс}^n - aQ_{мин}^n;$$
$$\Delta p_A = aQ_{макс}^n(1-\beta^n) = \Delta p_р(1-\beta^n),$$

где a — гидравлическое сопротивление сети, n — показатель степени в напорно-расходной характеристике сети

Допустимое колебание давления газа перед горелками определяют по формуле

$$\Delta p_A/p_A^{ном} = (p_A^{макс} - p_A^{ном})/p_A^{ном} = \alpha^2 - 1$$

Сравнивая написанные выражения, получим:

$$\Delta p_р/p_A^{ном} = (\alpha^2-1)/(1-\beta^n)$$

Таким образом, чем меньше возможные колебания нагрузки сети (β ближе к единице), тем больше принимают расчетный перепад для промышленных сетей, который позволит сэкономить значительное количество металла. Так, если $p_A^{ном}=30$ кПа, $\alpha=1,1$, $\beta=0$ (самый неблагоприятный случай), то

$$\Delta p_р = 30\,\frac{1,1^2-1}{1-0} = 6,3 \text{ кПа}$$

Если же $\beta=0,5$, то

$$\Delta p_р = 30\,\frac{1,1^2-1}{1-0,5^2} = 8,4 \text{ кПа}$$

(здесь для сети принят квадратичный закон). Расход металла пропорционален перепаду давления в степени

0,19. Следовательно, во втором случае экономия металла составит примерно

$$\left(\frac{8,4}{6,3}\right)^{0,19} = 1,055, \text{ т.е. } 5,5\% .$$

Расчетные расходы в промышленных газопроводах определяют исходя из номинальных нагрузок газоиспользующих агрегатов и коэффициента одновременности их работы k_0. Значение k_0 определяется технологическим режимом работы агрегатов и числом агрегатов, присоединенных к данному участку газопровода. Скорость газа в газопроводах принимают равной 25...30 м/с, так как при больших ее значениях возникают шум, эрозия металла, а при неблагоприятной конфигурации — и вибрация трубопроводов. При расчете скорости используют уравнение неразрывности

$$M=\rho_0 Q_0=\rho w F,$$

отсюда

$$w=\rho_0 Q_0/(\rho F)=p_0 Q_0/(pF),$$

где ρ_0 и Q_0 — плотность и расход газа при нормальных условиях; p_0 — нормальное давление; p и w — фактические давление и скорость; F — поперечное сечение газопровода. В формуле принято, что $T/273=1$.

11.3. Двухступенчатые промышленные системы

Двухступенчатая схема промышленной системы газоснабжения показана на рис. 11.4. По этой схеме промышленное предприятие присоединено к городскому газопроводу высокого давления через заводской газорегуляторный пункт. В ГРП давление газа снижается до среднего, которое необходимо для цехов № 2 и 4. Эти цехи присоединены непосредственно к межцеховому газопроводу. Для горелок цехов № 1 и 3 требуется низкое давление, и они присоединены через ГРУ. Внутрицеховые газопроводы имеют продувочные линии. Пункт измерения расхода газа расположен в заводском газорегуляторном пункте. Такая схема является комбинацией схем *I-3* и *II-3* (см. рис. 11.1). При гидравлическом расчете данной схемы сначала определяют давление после заводского газорегуляторного пункта $p_{п\,п}$ исходя из режима заводской сети среднего давления при известном номинальном давлении перед горелками среднего давления $p_{г\,с}^{ном}$.

Перепад давления между городскими и промышленным сетями $\Delta p = p_{г\,г} - p_{п\,п}$ распределяют между ответвлением к промышленному предприятию и ГРП таким образом, чтобы их суммарная стоимость была минимальной. Давление после ГРУ находят исходя из режима работы внутрицехового газопровода и давления газа перед горелками низкого давления. ГРУ подбирают на перепад между давлением в межцеховых газопроводах среднего давления и необходимым давлением после ГРУ. Значение расчетного перепада в межцеховых газопроводах (см. рис. 11.4) является небольшим, что приводит к увеличению стоимости трубопроводов. Вместе с тем некоторые цехи не имеют ГРУ, что снижает стоимость системы. Однако для промышленных предприятий с компактным расположением цехов и стабильным режимом работы агрегатов указанные недостатки не имеют существенного значения и такая схема может оказаться наивыгоднейшей.

Схема промышленной системы газонсабжения с межцеховыми газопроводами, непосредственно присоединенными к городской сети среднего давления ($\leqslant$0,3 МПа), показана на рис. 11.5. Эти газопроводы вводят в каждый цех, где в газорегуляторных установках давление снижается до необходимой величины. Из ГРУ газ поступает только в сети данного цеха. Расход газа учитывается в центральном пункте измерения расхода газа, а также в каждом цехе. Центральный ГРП отсутствует, а межцеховые газопроводы находятся под давлением городской распределительной сети. Эта схема является комбинацией схем *II-1* и *II-2* (см. рис. 11.1). Она отличается от схемы рис. 11.2 тем, что давление газа регулируется в каждом цехе собственными ГРУ и может под-

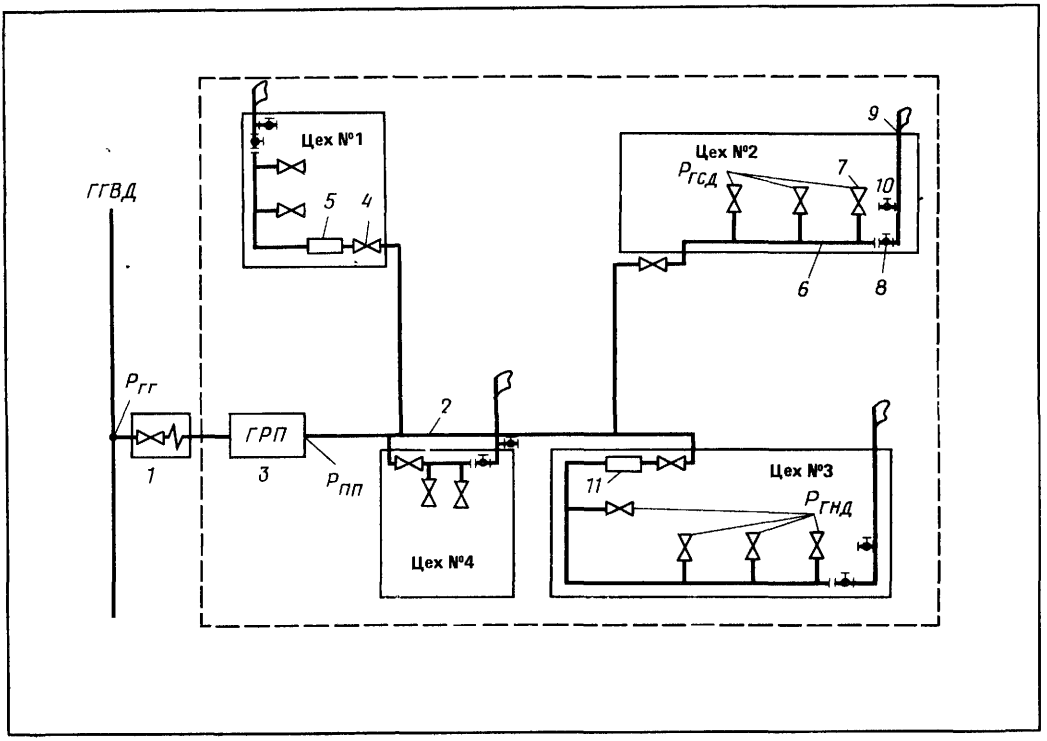
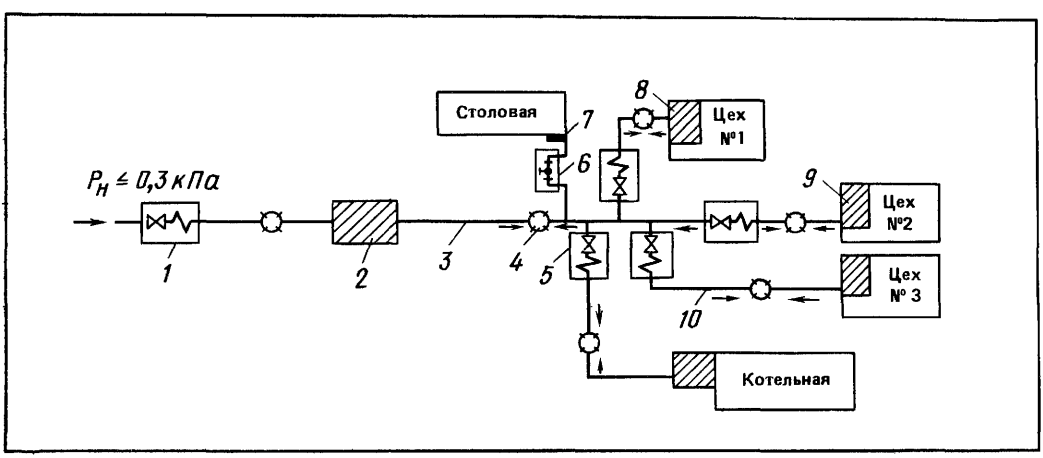


Рис. 11.4. Двухступенчатая схема газоснабжения промышленного предприятия с ГРП на вводе

1— отключающее устройство на ответвлении к промышленному предприятию; *2*— межцеховой газопровод; *3*— ГРП промышленного предприятия; *4*— отключающее устройство на вводе в цех; *5*— пункт измерения расхода газа (ПИРГ); *6*— внутрицеховой газопровод; *7*— главные отключающие устройства перед агрегатами; *8*— кран на продувочном газопроводе; *9*— продувочный газопровод; *10*— штуцер с краном и пробкой для взятия пробы, *11*— цеховая ГРУ

Рис. 11.5. Схема межцехового газопровода среднего давления с центральным пунктом измерения расхода газа и цеховыми ГРУ среднего и низкого конечных давлений

1,5 — отключающие устройства в колодце; *2*— центральный пункт измерения расхода газа; *3*— межцеховой газопровод; *4*— сборник конденсата, *6* — отключающее устройство в мелком колодце, *7*— шкафная установка РД; *8*— цеховая ГРУ среднего коиечного давления; *9*— цеховая ГРУ низкого конечного давления; *10*— ответвление газопровода к цеху (сборники конденсата устанавливают при использовании влажного газа)



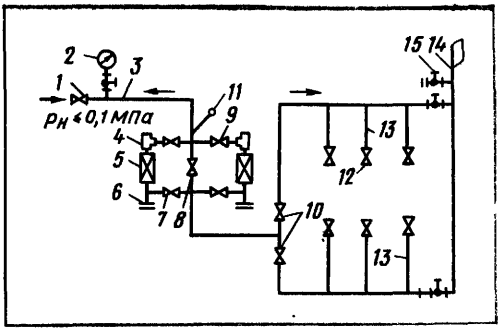


Рис. 11.6. Схема внутрицехового газопровода среднего или низкого давления с пунктом измерения расхода газа

1— отключающее устройство на вводе газопровода в цех, *2*- манометр, *3*— цеховой газопровод, *4* фильтр ревизия, *5* газовый ротационный счетчик, *6*— тройник с пробкой, *7*— отключающее устройство после счетчика, *8*— то же, на обводном газопроводе, *9*— то же, до счетчика, *10*— то же, на ответвлении цехового газопровода, *11*— технический термометр, *12*— главное отключающее устройство на ответвлении газопровода к агрегату, *13*— ответвление газопровода к агрегату, *14*— продувочный трубопровод, *15*— штуцер с краном и пробкой для взятия пробы

держиваться на необходимом уровне независимо от давления газа в других цехах. Кроме того, расположение регуляторов давления в цехах позволяет поддерживать более устойчивое давление газа перед агрегатами, так как изменение нагрузки межцеховых газопроводов не будет оказывать влияния на давление газа в цехах.

Схема отличается меньшей стоимостью межцеховых газопроводов, но дополнительными расходами на сооружение центрального ПИРГ и дополнительных ГРУ. Она имеет экономические преимущества для промышленных предприятий, у которых цехи расположены на значительном расстоянии друг от друга. Окончательные выводы об экономической эффективности схем промышленных систем газоснабжения можно сделать после технико-экономического расчета.

По внутрицеховым газопроводам транспортируется газ по цеху от ввода до агрегатов. В большинстве случаев такие газопроводы проектируют тупиковыми. Кольцевание внутрицеховых газопроводов применяют только в особо ответственных цехах. На вводе газопровода в цех устанавливают отключающее устройство и манометр. В конце цехового газопровода расположен продувочный трубопровод, к которому присоединены объединенные продувочные трубопроводы от ответвлений газопроводов к агрегатам. Для учета потребления газа в цехе предусмотрен пункт измерения расхода газа. Если цех оборудован газорегуляторной установкой, то пункт измерения расхода газа совмещают с ней. Принципиальная схема внутрицехового газопровода среднего или низкого давления с пунктом измерения расхода газа показана на рис. 11.6. Такую схему применяют для цехов, получающих газ от центральных ГРП или непосредственно от сетей низкого давления. Расход газа измеряют двумя параллельно соединенными газовыми счетчиками.

Глава 12
Эксплуатация систем газоснабжения, техника безопасности

12.1. Испытание газопроводов и прием их в эксплуатацию

Городские газопроводы, прокладываемые под землей, являются скрытыми сооружениями, поэтому установить качество проведенных работ по их прокладке после окончания строительства нельзя. Опыт показывает, что дефекты строительства служат основной причиной аварий и поломок газопроводов, а также являются причиной нарушения режима работы

Таблица 12.1 **Нормы давлений при испытаниях подземных газопроводов**

Газопроводы	Испытательное давление, МПа		Газопроводы	Испытательное давление, МПа	
	на прочность	на герметичность		на прочность	на герметичность
Низкого давления (до 5000 Па)			Среднего давления (более 5000 Па до 0,3 МПа)	0,6	0,3
распределительные	0,6	0,1			
дворовые и вводы к зданиям при раздельном строительстве с распределительными газопроводами диаметром до 100 мм	0,3	0,1	Высокого давления (более 0,3 до 0,6 МПа)	0,75	0,6
			Высокого давления (более 0,6 до 1,2 МПа)	1,5	1,2

системы. Испытания прочности и плотности газопровода не могут вскрыть всех недостатков строительства. Например, плохое основание под газопровод может вызвать перенапряжения в сварных швах, низкое качество изоляции может привести к выходу газопровода из строя вследствие коррозии. Такие дефекты нельзя или очень трудно обнаружить во время испытаний.

Качество работ следует тщательно контролировать в процессе строительства. Этот контроль осуществляется строящей организацией и техническим надзором эксплуатации. При контроле сварочных работ проверяют качество применяемых материалов и техническое состояние оборудования, производят проверку всех операций по сборке и сварке. Качество сварных стыков проверяют внешним осмотром, физическими методами и механическими испытаниями контрольных образцов. Качество изоляции газопровода до засыпки его грунтом контролируют внешним осмотром и с помощью приборов. Прилипаемость битумной эмали к трубе и слипаемость слоев изоляции проверяют внешним осмотром. Надрезают изоляцию двумя сходящимися под углом 45...60° линиями и снимают ее у вершины угла. При этом ни изоляция, ни обертка не должны отставать.

Смонтированный газопровод с установленной арматурой и оборудованием перед засыпкой грунтом осматривают. При осмотре проверяют глубину заложения труб, уклон, состояние постели и изоляции, правильность монтажа арматуры и ее действие. Если в результате осмотра установлено, что монтаж произведен в соответствии с проектом и техническими условиями (ТУ), то производят продувку газопровода воздухом для удаления окалины, влаги, засорений и приступают к испытаниям. Изоляцию газопровода после его засыпки проверяют с помощью приборов. Результаты контроля качества строительно-монтажных работ заносят в акты, которые представляют комиссии при приемке газопровода.

Газопровод испытывают сжатым воздухом в два этапа: на прочность и герметичность. Испытания трубопроводов на прочность являются, по существу, предварительными испытаниями, выявляющими явные дефекты, так как применяемые давления газа недостаточны для того, чтобы исследовать действительную механическую прочность труб и сварных соединений. Перед испытаниями газопровод засыпают на уровень 20...25 см мелким грунтом. Засыпку осуществляют с тщательным послойным уплотнением и подбивкой пазух и приямков одновременно с обеих сторон. Стыки у газопроводов перед испытанием не засыпают. Испытательные давления для газопроводов приведены в табл. 12.1. Длительность выдерживания газопровода под испытательным давлением при испытании на прочность должна быть

равна 3 ч (кроме вводов в здания, для которых время испытаний установлено в 1 ч), после чего давление снижают до нормы, установленной для испытания на герметичность, и производят осмотр газопровода и арматуры. Дефектные места выявляют с помощью смазки соединений мыльной эмульсией. Выявленные дефекты устраняют после снижения давления в газопроводе до атмосферного.

Испытание газопроводов на герметичность производят после засыпки траншеи грунтом до проектных отметок. Газопровод выдерживают под испытательным давлением до выравнивания его температуры с температурой грунта. Длительность испытаний на герметичность зависит от давления газа и диаметра трубы и изменяется от 3 до 48 ч.

Падение давления газа не должно превышать величин, определяемых по формулам:

а) для газопровода, состоящего из труб одного диаметра,

$$\triangle p = 20\mathrm{T}/d;$$

б) для газопровода, состоящего из труб различных диаметров,

$$\Delta p = \frac{20\mathrm{T}(d_1 l_1 + d_2 l_2 + \ldots + d_n l_n)}{d_1^2 l_1 + d_2^2 l_2 + \ldots + d_n^2 l_n},$$

где $\triangle p$ — расчетное падение давления газа, кПа; d, d_1, d_2 — внутренний диаметр газопровода и участков газопровода, мм; l_1, l_2 — длины участков газопровода, м; Т — продолжительность испытания, ч.

Фактическое падение давления газа в газопроводе определяют с учетом изменения барометрического давления.

При испытании на прочность надземных газопроводов их выдерживают под требуемым давлением в течение 1 ч, после чего давление снижают до величины, установленной для испытания на герметичность, и производят внешний осмотр с проверкой мыльной эмульсией всех соединений. Испытания на герметичность производят в течение 30 мин. Газопровод считается выдержавшим испытание, если видимого падения давления по манометру установлено не было.

Внутреннюю газовую сеть жилых и общественных зданий испытывают на прочность и герметичность. Испытание на прочность газопроводов низкого давления жилых, общественных, коммунальных и промышленных зданий производят при давлении 0,1 МПа на участке от отключающего устройства на вводе в здание до кранов на отводах к газовым приборам. Чтобы температура воздуха в газопроводе стала одинаковой с температурой воздуха в помещении, испытания начинают по истечении 3 ч после подъема давления. При испытании трубопроводов на прочность выявляются дефектные места, которые обнаруживают в результате смачивания мыльной эмульсией стыков, резьбовых и фланцевых соединений, арматуры и пр. Во время испытаний давление в трубопроводе не должно резко снижаться. После исправления выявленных дефектов газопроводы испытывают на герметичность.

Газопроводы жилых зданий испытывают на герметичность давлением 5 кПа. Если в течение 5 мин падение давления не превышает 200 Па, то газопровод считают выдержавшим испытание. Газопроводы низкого давления промышленных и коммунальных зданий испытывают на герметичность давлением 10 кПа до кранов перед горелками не менее 1 ч, падение давления за это время допускается не более 600 Па.

Газовую сеть в эксплуатацию принимает комиссия, которая проверяет: соответствие построенной сети проекту и техническим условиям; качество работ (путем осмотра и изучения актов на скрытые работы); наличие актов о проведении испытаний, а также состояние арматуры и оборудования. Принятые в эксплуатацию сети могут находиться без газа не более 6 мес. Присоединение газопроводов к действующим сетям выполняет эксплуатирующая организация.

12.2. Присоединение газопроводов к действующим газовым сетям. Продувка газопроводов

Присоединение газопроводов к действующим сетям относится к наиболее ответственным газоопасным работам. Их производят специально обученные бригады эксплуатирующей газовое хозяйство организации. Бригада должна иметь схему присоединяемого газопровода с указанием установленной запорной арматуры, пробок и другого оборудования. Эту схему должна представить строительная организация. Газопровод присоединяют под давлением газа от 200 до 1200 Па. При более низком давлении имеется опасность его падения до нуля и проникновения в трубопровод воздуха в тот момент, когда в действующем газопроводе отверстие уже вырезано, но еще не перекрыто присоединяемым газопроводом. При давлении более 1200 Па нельзя производить резку и сварку газопровода, так как пламя, выбиваемое из прорезаемой щели, трудно погасить. Это пламя может причинить ожоги сварщику и слесарю. Сварной шов при этом получается пористым и хрупким.

К действующим сетям низкого давления газопроводы присоединяют при наличии газа в трубопроводе. Потребителей от сети не отключают. Если давление в газопроводах превышает 1200 Па, его в этом случае снижают, что достигается изменением настройки сетевых регуляторов давления. Одним из распространенных способов присоединения газопроводов к действующим газовым сетям является телескопический. Присоединяемый газопровод подводят к действующему газопроводу под углом 90°. На конец присоединяемого газопровода надевают отрезок трубы. Против него к действующему газопроводу приваривают патрубок, диаметр которого превышает диаметр надетого отрезка трубы. Внутри патрубка в стенке действующего газопровода вырезают окно, размер которого соответствует диаметру присоединяемого газопровода. Вырезанное окно извлекают с помощью заранее приваренного стержня, вдвигают в патрубок соединительный отрезок трубы, а зазоры между трубами заделывают асбестом. После удаления воздуха из узла присоединения концы соединительного отрезка трубы подвальцовывают и приваривают. При вырезании окна в стенке газопровода образующуюся щель замазывают глиной. Окно до конца не вырезают — наверху оставляют перемычку размером 3...5 мм. После остывания трубы перемычку перерубают зубилом и вырезанную стенку газопровода вынимают.

Газопроводы к действующим сетям среднего и высокого давления присоединяют, снижая давление в них или без снижения давления. В первом случае участок газопровода, к которому присоединяют, отключают при помощи ближних задвижек, газ сбрасывают в атмосферу. После того как давление в газопроводе снизится примерно до 600...1000 Па, производят присоединение обычным способом. Недостатком такого способа является перерыв в подаче газа потребителям, получающим его от участка, в котором было произведено снижение давления.

Присоединить новый газопровод к действующему без снижения давления можно через задвижку. В этом случае к действующему газопроводу приваривают патрубок с фланцем, к которому крепится задвижка со специальной камерой, имеющей фрезу. Фрезой вырезают отверстие в трубе. Вырезанную стенку вместе с фрезой перемещают в камеру и закрывают задвижку. После ее закрытия снимают приспособление и к фланцу задвижки присоединяют газопровод. Недостатком этого способа является необходимость в установке задвижки даже в том случае, когда по условиям обслуживания она не требуется. Кроме того, задвижку приходится устанавливать вблизи основного газопровода, что осложняет эксплуатацию. Существуют другие способы присоеди-

нения газопроводов к действующим газовым сетям без снижения давления, при которых установка задвижки необязательна.

Газопроводы к действующим газовым сетям после их отключения и полного освобождения от газа присоединяют редко.

Этот способ применяют в тех случаях, когда работу выполнять при давлении газа в трубопроводе нельзя (например, вблизи работающих котлов и печей).

Продувку газопровода (т. е. удаление из него воздуха и наполнение газом) производят немедленно после присоединения к действующему газопроводу. Для этого в конце присоединяемого газопровода устанавливают специальную трубку (продувочную свечу) или используют отводные трубки из конденсатосборников. Высота продувочных свечей над землей должна быть около 2,5 м, а их число и диаметр зависят от длины и диаметра продуваемого газопровода. Продувку начинают постепенным открыванием задвижки у места присоединения и кранов или задвижек на продувочных свечах. При отсутствии задвижки в узле присоединения продувку начинают открыванием кранов на продувочных свечах. Окончание продувки определяют путем анализа выходящего газа. Если содержание кислорода в нем составляет меньше 1 %, продувку считают законченной.

В сети жилых зданий газ пускают после заселения квартир. При этом жителей знакомят с правилами пользования газовыми приборами и выдают инструкции для каждого прибора, которые содержат указания по их эксплуатации и основные требования, обеспечивающие безопасное использование газовых приборов. В газопроводы общественных и коммунальных зданий газ разрешается пускать при наличии персонала, обученного правилам эксплуатации газооборудования зданий. Газ абонентам включает представитель организации, эксплуатирующей газовые сети города. При включении объекта газопроводы продувают газом до полного вытеснения воздуха.

12.3. Обслуживание и ремонт газопроводов

Задачей обслуживания и профилактического ремонта является поддержание газопроводов и сооружений на них в состоянии, обеспечивающем безопасную эксплуатацию и бесперебойное снабжение потребителей газом. При повреждениях газопроводов (разрыве стыков, сквозной коррозии стенок трубы, расстройстве фланцевых соединений, неисправности задвижек, арматуры и оборудования) газ через образовавшиеся неплотности проникает в грунт. Под действием давления или в результате меньшей плотности по отношению к воздуху он движется вверх, стремясь выйти в атмосферу. Встречая на своем пути плотное дорожное покрытие или промерзший и насыщенный влагой грунт, газ может отклониться от места утечки на десятки и даже сотни метров. Дойдя до колодцев подземных сооружений, каналов или туннелей, газ скапливается в них. В результате может образоваться взрывоопасная концентрация.

Для своевременного выявления мест утечки за состоянием газопроводов, их оборудованием и арматурой устанавливают систематическое наблюдение. Трассы газопроводов регулярно осматривают. Наружным осмотром трассы проверяют загазованность колодцев и контрольных трубок, а также загазованность колодцев других подземных сооружений, расположенных на расстоянии до 15 м от оси газопровода. При осмотре проверяют действие арматуры и производят мелкий ремонт оборудования газопроводов. Указанные работы выполняют бригады обходчиков и слесарей.

Для контроля состояния подземных газопроводов применяют приборный метод их обследования, который проводят не реже 1 раза в 5 лет.

Он включает в себя проверку состояния изоляционного покрытия газопровода и проверку герметичности газопроводов. Контроль состояния осуществляет комплексная бригада с помощью переносных приборов.

Контроль качества изоляции осуществляют аппаратом нахождения повреждения изоляции АНПИ С помощью аппаратуры АНПИ проверяют состояние изоляционного покрытия газопровода без вскрытия грунта и дорожного покрытия. АНПИ состоит из трех блоков: генератора, приемника и аккумуляторной батареи. Прицип работы аппарата при определении места повреждения изоляции состоит в регистрации изменения потенциала вдоль газопровода, образующегося при прохождении переменного тока частотой около 1000 Гц от генератора по цепи: генератор — труба — земля — генератор. При контроле герметичности газопровода приборами типа «Универсал», «Вариотек» проверяются на загазованность грунт над газопроводом, газовые колодцы, контрольные трубки, а также колодцы других подземных коммуникаций, расположенные до 15 м по обе стороны от газопровода.

Профилактический ремонт газопроводов включает контроль состояния газопровода, изоляции, арматуры и оборудования, их техническое обслуживание и текущий ремонт. На основании профилактического осмотра и ремонта дают заключение о пригодности газопровода для дальнейшей эксплуатации. При неудовлетворительном состоянии газопровода (сильной коррозии, расстройстве большого числа соединений, засорении труб и пр.) производят капитальный ремонт газопровода.

12.4. Эксплуатация газорегуляторных пунктов

После внешнего осмотра газорегуляторные пункты испытывают на прочность и герметичность. Величина испытательного давления приведена в

Таблица 122 **Нормы давления при испытаниях ГРП**

Давление газа в ГРП, МПа	Испытательное давление, МПа	
	на прочность	на герметичность
До 0,005	0,3	0,1
Более 0,005 до 0,3	0,45	0,3
Более 0,3 до 0,6	0,75	0,6
Более 0,6 до 1,2	1,5	1,2

табл. 12.2 Испытания на прочность производят 1 ч, а на герметичность — 12 ч. Падение давления в последнем случае не должно быть более 0,5 % от начального давления.

После испытаний газорегуляторный пункт принимают в эксплуатацию При пуске ГРП открывают запорный предохранительный клапан, а мембрану регулятора давления или регулятора управления разгружают. Затем приоткрывают входную задвижку, и в результате возникает движение газа через регулятор на сброс в атмосферу. Для этой цели используют продувочную свечу, незалитый гидравлический затвор или любую импульсную линию выходного газопровода. После того как регулятор приведен в равновесие, его настраивают на требуемое давление, изменяя массу грузов или степень натяжения пружины. Затем медленно открывают входную задвижку, а после нее, постепенно открывая выходную задвижку, ставят регулятор под нагрузку. Прекращают сброс газа в атмосферу. После включения регулятора производят продувку выходного газопровода и настраивают предохранительные клапаны. Запорный клапан на ГРП низкого выходного давления устанавливают на 500...700 Па выше нормального давления, а выхлопное предохранительное устройство — на 150...200 Па ниже давления запорного клапана. Установку производят, подбирая нужную величину груза или степень натяжения пружины предохранительных клапанов. Работы по пуску газорегуляторных пунктов выполняют в соответствии с правилами производства газоопасных работ.

Для уменьшения зоны колебания давления газа у потребителей изменяют давление, на которое настроены регуляторы в соответствии с режимом потребления. Зимой поддерживают максимальное давление, а летом давление снижают. Сезонное регулирование производит обслуживающий персонал при обходе ГРП. Лучшие результаты дает автоматическое изменение выходного давления в зависимости от расхода газа.

Контроль давления и дистанционное управление регуляторами с помощью телемеханических приборов позволяют диспетчеру оперативно устанавливать наилучший режим давлений в газовой сети. Телемеханизация газовых сетей повышает качество работы системы газоснабжения. Телемеханическими приборами следует оборудовать городские газораспределительные станции ГРС, питающие сеть среднего давления, и наиболее нагруженные сетевые ГРП низкого давления. Для бесперебойной работы оборудования газорегуляторных пунктов устанавливают непрерывное наблюдение, плановую проверку и профилактический ремонт. Для осмотра оборудования, проверки правильности его работы, изменения выходного давления и смены картограмм регистрирующих приборов бригада рабочих регулярно обходит ГРП. В большинстве случаев обход производится ежесуточно. Результаты осмотра и показания приборов обходчики записывают в журнал. Плановую проверку и ремонт оборудования производит бригада слесарей 1 раз в 2...3 мес.; 1...2 раза в год производят плановый профилактический ремонт, при котором разбирают и смазывают все узлы, а износившиеся детали заменяют новыми.

12.5. Техника безопасности при эксплуатации газовых сетей

К газоопасным относятся такие работы, которые выполняют при наличии в окружающей среде газа или когда имеется возможность его внезапного появления. Опасность производства работ в отмеченных условиях связана с токсическими свойствами газа и его способностью образовывать взрывчатые смеси с воздухом. Подавляющее большинство работ по эксплуатации городского газового хозяйства относится к газоопасным. Присоединение газопроводов к действующим газовым сетям, ликвидацию утечек газа, продувку газопроводов, ремонт арматуры и оборудования на действующих газопроводах — все работы, выполняемые в колодцах и помещениях ГРП, производят в газоопасной среде.

Газоопасные работы выполняют не менее двух человек. Наиболее ответственные работы производят под руководством инженерно-технических работников; рабочие и инженерно-технический персонал проходят специальную подготовку и тренировку. Место, где производят газоопасные работы, ограждают и охраняют. Курить и разводить огонь в таких местах категорически воспрещается. При появлении газа следует надевать противогазы. Тип используемого противогаза зависит от характера работ. Для работы в котлованах и колодцах наиболее пригодны шланговые противогазы, а при работе в помещениях — изолирующие. Рабочие, производящие работы в котлованах и колодцах, должны надевать пояса с веревками, концы которых остаются снаружи в руках у наблюдающих за работой.

Сварочные работы можно производить на газопроводах, находящихся под небольшим давлением (200... ...1200 Па), или на выключенных и продутых воздухом газопроводах. Запрещается производить сварку на отключенных, но непродутых газопроводах. Проверку герметичности соединений и арматуры следует производить только мыльной эмульсией. Использовать огонь для этой цели категорически запрещается. Сложные газоопасные работы выполняют по специально разработанному плану.

Глава 13
Системы снабжения потребителей сжиженными углеводородными газами

13.1. Основные свойства сжиженных углеводородных газов

Под сжиженными углеводородными газами, используемыми для газоснабжения городов и промышленности, понимают такие индивидуальные углеводороды или их смеси, которые при температуре окружающего воздуха и атмосферном давлении находятся в газообразном состоянии, а при относительно небольшом повышении давления (без снижения температуры) переходят в жидкости.

Состав сжиженных газов зависит от исходного сырья и способа получения. Основными источниками получения сжиженных газов являются попутные нефтяные газы и газы конденсатных месторождений, которые на газобензиновых заводах разделяют на этан, пропан, бутан и газовый бензин. Технические пропан и бутан, а также их смеси представляют собой сжиженные газы, используемые для газоснабжения потребителей. Технические газы отличаются от чистых содержанием небольших количеств углеводородов легче пропана и тяжелее бутана, а также наличием примесей.

На нефтеперерабатывающих заводах получают предельные и непредельные углеводороды. Выделяемые из них смеси пропан-пропилена и бутан-бутилена можно использовать для газоснабжения. Вместе с тем следует отметить, что реакционно-способные, непредельные углеводороды являются ценным сырьем для производства синтетических продуктов, поэтому их прежде всего следует использовать в различных химических синтезах.

Основные компоненты сжиженных углеводородных газов (пропан и бутан) относятся к насыщенным углеводородам открытого строения — алканам. Их общая химическая формула C_nH_{2n+2}. Алканы представляют собой бесцветные вещества с характерным запахом нефти, практически нерастворимые в воде. Они мало активны и трудно вступают в соединения с другими веществами. Метан CH_4 и этан C_2H_6 являются газами. Метан можно сконденсировать при температуре ниже $-82{,}6$ °С, а этан—ниже $+32{,}3$ °С. Пропан, нормальный бутан и изобутан при нормальных условиях находятся в газообразном состоянии, но при незначительном повышении давления до 0,47 МПа (пропан), 0,115 МПа (бутан) и 0,16 МПа (изобутан) и при $t=0$°С они конденсируются в жидкость. Это свойство выгодно выделяет пропанобутановые смеси и делает их особенно ценными источниками газоснабжения, ибо транспортировать и хранить их можно в виде жидкостей, а сжигать — в виде газа. Таким образом, при транспортировании и хранении используют преимущества жидкой фазы, а при сжигании — газообразной.

Пентан C_5H_{12} — летучая жидкость — входит в состав газового бензина. Высшие углеводороды — твердые тела. Алканы являются достаточно сильными наркотиками, но их действие ослабляется малой растворимостью в крови. Поэтому при обычных условиях они являются физиологически индифферентными. Они могут вызывать удушье только при очень высоких концентрациях из-за уменьшения содержания кислорода.

Ненасыщенные углеводороды открытого строения — алкены (общая химическая формула C_nH_{2n}) — имеют одну двойную связь между соседними атомами углерода. Они имеют способность к реакциям присоединения, ибо двойная связь легко разрывается и за счет освободившейся валентности углерода происходит присоединение нового атома или атомной группы.

Таблица 13.1 **Некоторые физико-химические свойства углеводородов, входящих в состав технических сжиженных газов**

Газ	Химическая формула	Молекулярная масса кг	Газовая постоянная, Дж/(кг×град)	Критические параметры: температура, °С	Критические параметры: давление МПа (абс.)	Критические параметры: плотность, кг/м³	Молекулярный объем м³/кмоль (при 101,3 кПа и 0 °С)	Плотность газовой фазы кг/м³ (при 101,3 кПа и 0 °С)	Плотность жидкой фазы кг/м³	Упругость насыщенных паров при 0 °С, МПа (абс.)	Температура кипения при 101,3 КПа, °С	Теплота испарения при температуре кипения, соответствующей давлению 101,3 КПа, кДж/кг
Метан	CH_4	16,04	518,04	—82,5	4,58	162	22,38	0,7168	416	—	—161	509,3
Этан	C_2H_6	30,07	271,18	32,3	4,82	210	22,17	1,356	546	2,39	—88,6	485,7
Пропан	C_3H_8	44,1	184,92	96,84	4,21	226	22	2,0037	528	0,47	—42,1	427,1
Н-бутан	н-C_4H_{10}	58,12	140,3	152,0	3,75	225	21,5	2,703	601	0,115	—0,5	385,6
Изобутан	изо-C_4H_{10}	58,12	140,3	134,98	3,6	—	21,74	2,668	582	0,16	—10,2	366,4
Н пентан	C_5H_{12}	72,15	113,01	196,6	3,33	232	20,87	3,457	646	—	36,2	357,6
Этилен	C_2H_4	28,05	261,26	9,9	5,03	220	22,26	1,26	566	4,21	—104	481,3
Пропилен	C_3H_6	42,08	193,77	91,94	4,524	—	21,97	1,915	609	0,6	—47,7	439

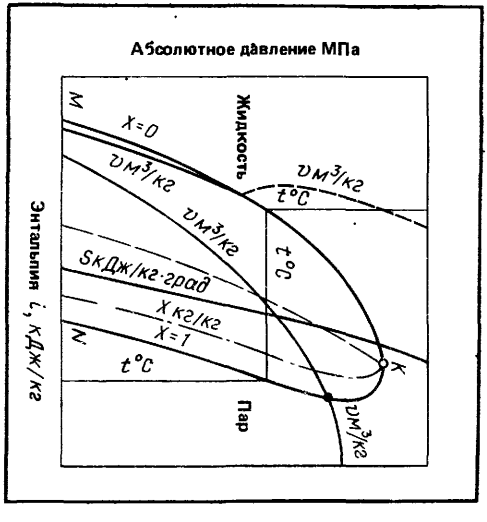


Рис. 13.1. Построение *p*—*i*-диаграммы

Токсическое действие алкенов сходно с действием алканов. В состав сжиженных газов, получаемых при переработке нефти, могут входить незначительные количества циклических углеводородов — циклоанов (C_nH_{2n}). Во избежание повышения упругости паров сжиженный газ не должен содержать значительных качеств этана, а для недопустимого снижения упругости — пентана. Некоторые физико-химические свойства углеводородов, входящих в состав сжиженных газов, приведены в табл. 13.1.

Как отмечалось выше, основной особенностью и положительным свойством сжиженных углеводородных газов, с точки зрения транспортирования и использования в качестве топлива, является способность сжижения при сравнительно небольшом повышении давления. Это приводит к тому, что при использовании сжиженных газов всегда наблюдаются фазовые превращения. Поэтому в отличие от систем, использующих сухой (тощий) газ, элементы систем снабжения сжиженными газами необходимо рассчитывать исходя из свойств жидкой и паровой фаз с учетом особенностей фазовых превращений. Расчеты проводят по таблицам и диаграммам состояния углеводородов.

Принципиальная схема диаграммы

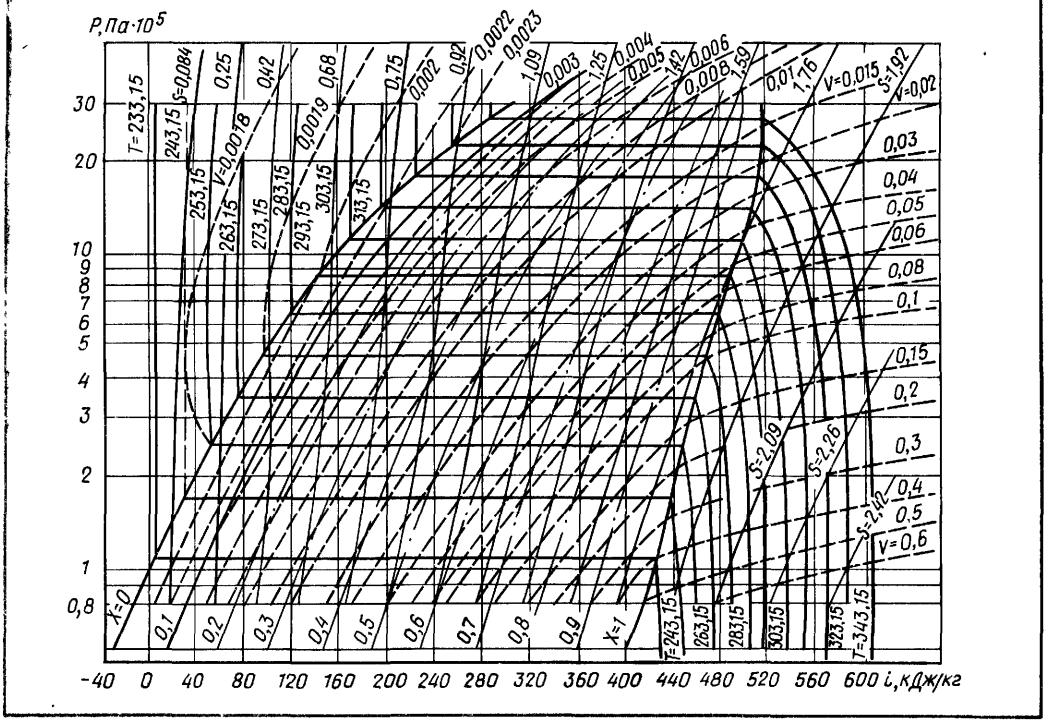


Рис. 13.2. Диаграмма состояния пропана p — давление, Па, T — температура, К, i — энтальпия, кДж/кг, s — энтропия, кДж/(кг×град), v — удельный объем, м^3/кг, x — сухость пара, кг/кг

состояния пропана в $p-i$ координатах показана на рис. 13.1. Здесь по оси абсцисс отложена энтальпия i, а по оси ординат — абсолютное давление p. Нижняя пограничная кривая MK соответствует началу кипения, а верхняя пограничная кривая NK — сухому насыщенному пару (началу конденсации). Критическое состояние обозначено точкой K.

Слева от нижней пограничной кривой расположена однофазная система — жидкость. Правее верхней пограничной кривой находится пар. В области между пограничными кривыми расположена двухфазная система «жидкость — пар». Следовательно, здесь пар находится в насыщенном состоянии: Соотношение между количеством пара и жидкости отражают линии постоянной сухости x, которые показывают долю пара в системе. На диаграмме нанесены изотермы t, линии постоянной плотности и линии постоянной энтропии s. Диаграммы состояния для пропана и н-бутана даны соответственно на рис. 13.2 и 13.3. При необходимости более точного определения плотности сухого насыщенного пара или жидкости (на линии насыщения) следует использовать данные табл. 13.2. Скрытая теплота испарения жидкости в зависимости от температуры приведена в табл. 13.2.

В области двухфазного насыщенного состояния каждому значению температуры соответствует определенное давление. Это давление представляет собой упругость насыщенных паров. С ростом температуры упругость паров увеличивается: так, для пропана при $t=-40$°С $p=0{,}11$ МПа (абс.), а при $t=40$°С $p=1{,}37$ МПа (абс.). Из приведенных значений следует, что в области температур атмосферного воздуха пары пропана имеют достаточное давление для использования их в качестве газообразного топлива. Кривая зависимости

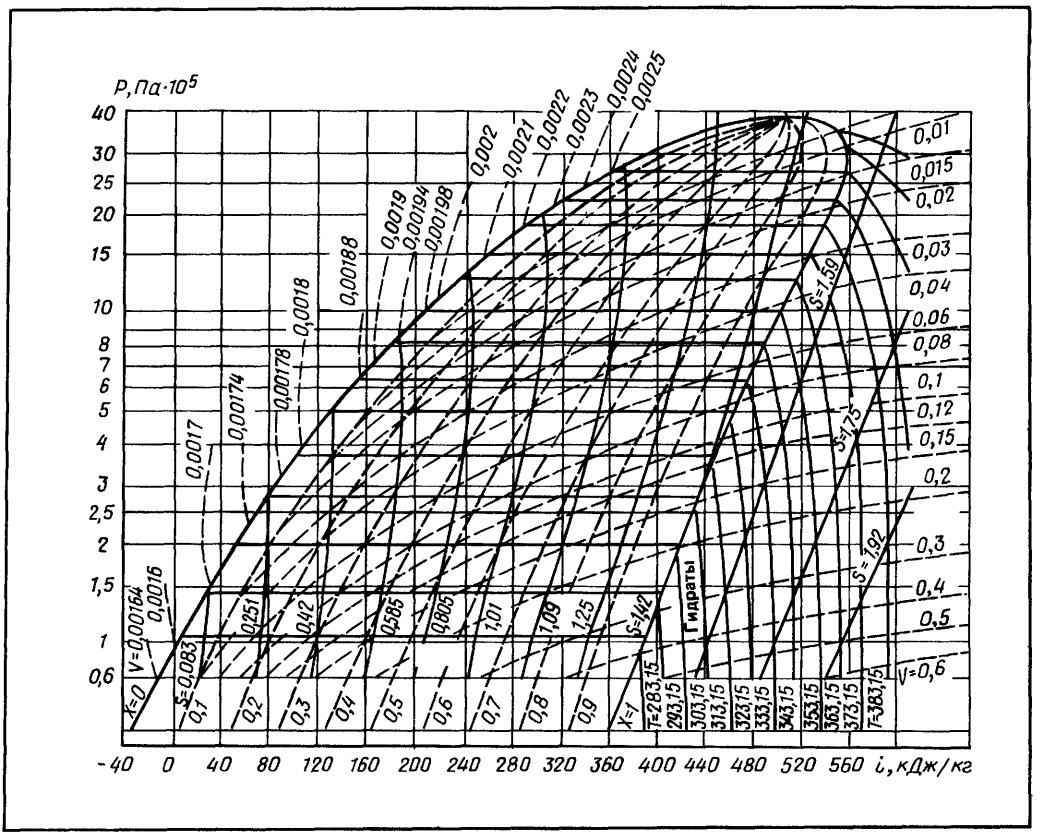


Рис. 13.3. Диаграмма состояния н-бутана p — давление, Па; T — температура, К; i — энтальпия, кДж/кг, s — энтропия, кДж/(кг××град); v — удельный объем, м^3/кг; x — сухость пара, кг/кг

упругости паров от температуры заканчивается критической точкой. Для пропана значение $t_{кр}$=96,84°С, а $p_{кр}$=4,21 МПа (см. табл. 13.1). Зависимость давления насыщенных паров от температуры для некоторых углеводородов приведена в табл. 13.2. Рассмотрим примеры решения некоторых практических задач, возникающих при расчете систем снабжения потребителей сжиженными газами, с использованием таблиц и диаграмм состояния.

Пример 13.1. Определить упругость $p_{нас}$ пропана и плотность ρ его жидкой и паровой фаз. Пропан находится в баллоне при температуре t=—25°С и t=+16°С.

Решение 1. Определим параметры пропана при t=—25 ° С. По p — i-диаграмме:

$$p_{нас}=0{,}2 \text{ МПа (абс)};$$

$$\rho_ж=\frac{1}{V_ж}=\frac{1}{1{,}78}=0{,}562 \text{ кг/л}$$

(на пограничной кривой жидкости);

$$\rho_п=\frac{1}{V_п}=\frac{1}{0{,}22}=4{,}54 \text{ кг/м}^3.$$

По табл. 13.2 получим более точные значения: $p_{нас}$=0,2 МПа (абс.); $\rho_ж$=0,559 кг/л; $\rho_п$=4,62 кг/м^3.

2. Определим параметры при t=16°С. По ρ—i-диаграмме $p_{нас}$=0,73 МПа (абс.); $\rho_ж$=0,501 кг/л; $\rho_п$=15,4 кг/м^3. По табл. 13.2: $p_{нас}$=0,748 МПа (абс.); $\rho_ж$=0,505 кг/л; $\rho_п$==15,97 кг/м^3. Из проведенных расчетов следует, что с повышением температуры упругость паров пропана существенно увеличивается, плотность пара также растет, а плотность жидкости несколько уменьшается.

Пример 13.2. После заполнения баллона пропаном объем жидкой фазы составил 90 % объема баллона. Температура t=10°С. С повышением температуры объем паровой подушки будет уменьшаться.

Определить, при какой температуре баллон полностью будет заполнен жидкостью.

Решение 1. Плотность жидкости при t==10° С по табл. 13.2 равна: $\rho_ж$=0,514 кг/л. Тогда количество жидкого пропана в баллоне

Таблица 13.2. **Упругость насыщенных паров, плотность жидкости, плотность сухого насыщенного пара и скрытая теплота испарения некоторых углеводородов**

Температура, 0 °С	Пропан				Изо-бутан				Н-бутан			
	упругость пара, МПа (абс)	плотность		скрытая теплота испарения, кДж/кг	упругость пара, МПа (абс.)	плотность		скрытая теплота испарения, кДж/кг	упругость пара, МПа (абс)	плотность		скрытая теплота испарения, кДж/кг
		жидкость, кг/л	пар, кг/м^3			жидкость, кг/л	пар, кг/м^3			жидкость, кг/л	пар, кг/м^3	
—60	0,04	0,606	1,11	441,7	—	—	—	—	—	—	—	—
—55	0,05	0,598	1,36	435,4	—	—	—	—	—	—	—	—
—50	0,06	0,593	1,81	427,1	—	—	—	—	—	—	—	—
—45	0,09	0,587	2,07	425	—	—	—	—	—	—	—	—
—40	0,11	0,581	2,61	419,5	—	—	—	—	—	—	—	—
—35	0,14	0,575	3,25	416,6	—	—	—	—	—	—	—	—
—30	0,17	0,565	3,87	410,3	0,054	0,619	1,49	386	—	—	—	—
—25	0,2	0,559	4,62	404	0,06	0,61	1,65	380,2	—	—	—	—
—20	0,24	0,553	5,48	399,9	0,073	0,606	1,96	375,2	—	—	—	—
—15	0,29	0,548	6,4	396,1	0,09	0,6	2,5	371	0,051	0,615	1,602	397,3
—10	0,34	0,542	7,57	387,7	0,11	0,594	3,04	366,4	0,08	0,611	1,947	392,7
— 5	0,41	0,535	9,05	383,1	0,133	0,588	3,59	359,7	0,096	0,605	2,1	388,5
0	0,47	0,528	10,37	379,8	0,16	0,582	4,31	355,5	0,115	0,6	2,82	384,4
5	0,55	0,521	11,9	371,4	0,192	0,576	5,07	349,2	0,138	0,596	3,35	380,2
10	0,63	0,514	13,6	364,3	0,225	0,57	5,92	345	0,164	0,591	3,94	376
15	0,73	0,507	15,51	355,5	0,253	0,565	6,95	339,1	0,197	0,583	4,65	370,5
20	0,83	0,499	17,74	345,4	0,306	0,56	7,94	334,5	0,23	0,578	5,39	366,8
25	0,95	0,49	20,15	339,1	0,355	0,553	9,21	327	0,269	0,573	6,18	362,2
30	1,07	0,483	22,8	329,1	0,41	0,546	11,5	322,8	0,314	0,568	7,19	358,4
35	1,21	0,474	25,3	320,3	0,471	0,54	13	316,1	0,36	0,560	8,17	355,1
40	1,37	0,464	28,6	311,5	0,639	0,534	14,7	310,3	0,408	0,556	9,334	346,7
45	1,53	0,451	34,5	301,5	0,606	0,527	16,8	301,5	0,477	0,549	10,571	341,2
50	1,7	0,446	36,8	284,7	0,695	0,52	18,94	296,4	0,536	0,542	12,1	333,3
55	1,89	0,437	40,22	270,1	0,781	0,513	20,56	285,1	0,608	0,536	12,38	328,3
60	2,1	0,434	44,6	262,1	0,869	0,505	24,2	275,1	0,69	0,532	15,4	321,6

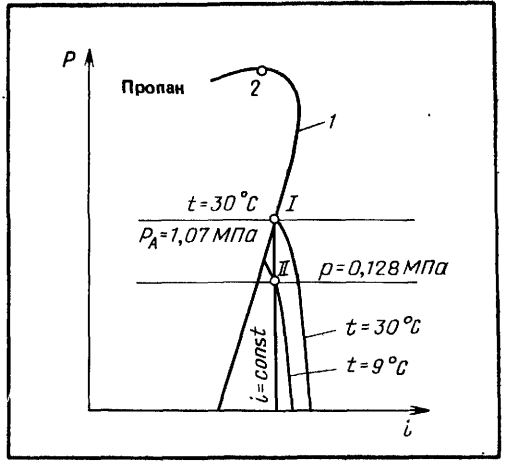


Рис. 13.4. Процесс дросселирования пропана (*I—II*) *1*—пограничная кривая, *2*—критическая точка

будет: $M_ж=0{,}514\cdot0{,}9\ V$ (V — объем баллона в л).

2. Плотность пара при $t=10°C$ равна: $\rho_п=13{,}6$ кг/м^3. Количество парообразного пропана в баллоне будет: $M_п=13{,}6\cdot0{,}1\dfrac{V}{1000}$ кг. Общее количество пропана в баллоне составит $M=(0{,}514\cdot0{,}9+\dfrac{1{,}36}{1000})V=(0{,}465+0{,}0014)V=0{,}466V$ кг. Доля массы паровой фазы весьма незначительная (всего 2,9 %).

3. Определим плотность жидкости, когда она полностью заполнит баллон:

$$\rho_ж=\frac{0{,}466\ V}{V}=0{,}466\ \text{кг/л}.$$

Этой плотности соответствует температура (на линии насыщения) $t=39°C$ (по табл. 13.2 для $t=35°C$ $\rho_ж=0{,}474$, а для $t=40°C$ $\rho_ж=0{,}464$; температуру, соответствующую $\rho_ж=0{,}474$, определяем линейным интерполированием).

Следовательно, когда температура пропана повысится до 39°C, паровая подушка исчезнет, и при дальнейшем повышении температуры жидкость будет расширяться, расти давление в баллоне и напряжение его стенок, что может привести к разрыву баллона.

Пример 13.3. В баллоне вместимостью $V=50$ л под давлением насоса заливают 20 кг пропана. После установления термодинамического и теплового равновесия температура пропана и баллона становится равной $t=15°C$. Определить давление, которое установилось в баллоне, количество и объем жидкой и паровой фаз.

Решение. 1. Предположим, что в баллоне образовалась паровая подушка, тогда давление в нем будет равно давлению насыщения для пропана при $t=15°C$. По табл. 13.2. величина $p_{нас}=0{,}73$ МПа (абс.). Если в баллоне однофазная система (жидкость), то давление может быть больше $p_{нас}$.

2 Определим плотность жидкой и паровой фаз при давлении насыщения (по нижней и верхней пограничным кривым):

$$\rho_ж=0{,}507\ \text{кг/л};\ \rho_п=15{,}51\ \text{кг/м}^3.$$

3. Определим объем паровой подушки $V_п$ и жидкости $V_ж$, учитывая, что их суммарная масса равна 20 кг, а $V_п+V_ж=50$ л.

$$\frac{V_п}{1000}\,15{,}51+(50-V_п)0{,}507=20,$$

отсюда

$$V_п=10{,}9\ \text{л};\ V_ж=50-10{,}9=39{,}1\ \text{л}.$$

Расчетом подтверждено наличие паровой подушки.

4. Определим массы пара и жидкости:

$$M_п=\frac{10{,}9}{1000}\,15{,}51=0{,}17\ \text{кг};\ M_ж=39{,}1\cdot0{,}507=19{,}83\ \text{кг}$$

Пример 13.4. Температура пропана в баллоне $t=30°C$. Пары его проходят через регулятор, где их давление снижается до 0,128 МПа (абс.). Определить температуру пропана после регулятора и величину перегрева паров.

Решение. 1. При решении используем диаграмму рис. 13.2. Из баллона выходит насыщенный пар, поэтому его состояние в $p-i$-диаграмме будет соответствовать точке пересечения изотермы $t=30°C$ и пограничной кривой пара (рис. 13.4, точка *1*). Давление в баллоне $p_п=1{,}07$ МПа (абс.).

2. Процесс дросселирования на клапане протекает при постоянной энтальпии, т. е. при $i=\text{const}$. Поэтому для определения конечного состояния через точку *1* проводим линию $i=\text{const}$ до пересечения с линией $p=0{,}128$ МПа. Через эту точку проходит изотерма $t=9°C$. Процесс дросселирования на рис. 13.4 показан в виде линии *I—II*. Температура пропана при этом снижается на $\triangle t=30-9=21°C$.

3. Несмотря на снижение температуры пропана, пар перегревается, так как давлению $p_п=0{,}128$ МПа (абс.) соответствует температура насыщения $t=-38$ °C. Следовательно, перегрев пара составит $\triangle t_{пер}=9-(-38)=47°$.

Пример 13.5. Баллон с пропаном установлен в помещении, в котором температура воздуха 18 °C. Вместимость баллона 50 л ($d=300$ мм, $H=826$ мм). Заполнен он на высоту 600 мм. Пары пропана поступают к горелкам плиты. Нагрузка плиты равна 9,3 кВт. Определить количество испаряющегося пропана и его температуру в баллоне. Коэффициент теплопередачи от воздуха к жидкому пропану принимаем равным 9,3 Вт/(м$^2\cdot$град).

Решение. 1. Рассмотрим процесс трансформации теплоты и фазовых превращений, который наблюдается при стабильном режиме работы установки. Тепловой поток из помещения поступает через стенки баллона к жидкому пропану и расходуется на его испарение. Необходимое количество испарившегося пропана определяется нагрузкой плиты. Отсюда с увеличением нагрузки увеличивается тепло-

вой поток, поступающий в баллон в результате изменения температурного напора между воздухом помещения и пропаном в баллоне. В результате этого с увеличением нагрузки температура в баллоне будет снижаться.

Значение температуры можно определить из следующих равенств: поток теплоты из окружающей среды в баллон равен расходу теплоты на испарение пропана; часовое количество испаряющегося пропана, умноженное на его теплоту сгорания, равно тепловой нагрузке плиты. Из этих равенств находят все тепловые потоки и параметры жидкой и паровой фаз пропана.

2. Количество пропана $M_{пр}$, необходимого для работы плиты, определяем исходя из нагрузки плиты $Q_{пл}=9{,}3$ кВт и теплоты сгорания пропана $Q^{c}_{ц}=46\,400$ кДж/кг;

$$M_{пр}=Q_{пл}/Q^{c}_{ц}=9{,}3/46\,400=2{,}01\cdot10^{-4}\ \text{кг/с}.$$

3. Зная количество пропана, которое необходимо испарить в баллоне, определяем тепловой поток из окружающей среды в баллон и температуру в баллоне:

$$M_{пр}r=kF(t_{о\,с}-t_{нас}),$$

где r — скрытая теплота испарения, кДж/кг; k — коэффициент теплопередачи от окружающей среды к жидкому пропану, Вт/(м^2·град); F — поверхность нагрева (в данном случае смоченная поверхность в м^2). Тепловым потоком, поступающим к жидкости через стенки, омываемые воздухом и парами пропана, можно пренебречь; $t_{о\,с}$ и $t_{нас}$ — температура окружающей среды и пропана.

Так как величина r зависит от $t_{нас}$, то уравнение решаем методом последовательных приближений: задаемся величиной $t_{нас}$, находим r и проверяем принятое значение $t_{нас}$.

Принимаем $t_{нас}=6$ °С, тогда по табл. 13.2 $r=369$ кДж/кг. Поверхность нагрева определяем с некоторым приближением как сумму боковой поверхности цилиндра и днища, т. е.

$$F=\pi\,0{,}3\cdot0{,}6+\frac{\pi\cdot0{,}3^2}{4}=0{,}638\ \text{м}^2.$$

Определяем $t_{нас}$:

$$t_{нас}=t_{о\,с}-\frac{M_{пр}r}{kF}=$$

$$=18-\frac{2{,}01\cdot10^{-4}\cdot369\cdot10^3}{9{,}3\cdot0{,}638}=18-12{,}4=5{,}6\,^{\circ}\text{C}.$$

Для этой температуры величина $r=343$, т. е. отличается от принятого значения в расчете только на 0,14 %. Такая точность достаточна, поэтому пересчета не производим.

Тепловой поток Q, поступающий из окружающей среды к пропану для его испарения, равен:

$$Q=kF(t_{о\,с}-t_{нас})=9{,}3\cdot0{,}638\cdot12{,}4=73{,}6\ \text{Вт}.$$

Состав сниженных углеводородных газов, используемых для коммунально-бытового газоснабжения, должен соответствовать нормам, приведенным в табл. 13.3. Установлены следующие марки сжиженных газов: СПБТЗ — смесь пропана и бутана технических зимняя; СПБТЛ — смесь пропана и бутана технических летняя; БТ — бутан технический.

Таблица 13.3 **Состав сжиженных углеводородных газов, используемых для газоснабжения коммунально-бытовых потребителей**

Показатель	Марка сжиженного газа		
	СПБТЗ	СПБТЛ	БТ
Компонентный состав, % (по массе):			
сумма метана, этана и этилена, не более	4	6	6
сумма пропана и пропилена, не менее	75	Не нормируется	
Сумма бутанов и бутиленов:			
не менее	Не нормируется	—	60
не более		60	—
Жидкий остаток (в том числе углеводороды C_5 и высшие) при $t=20$ °С, % (по объему), не более	1	2	2
Давление насыщенных паров избыточное, МПа:			
при +45 °С, не более	1,6	1,6	1,6
при −20 °С, не менее	0,16	—	—
Массовая доля сероводорода и меркаптановой серы, %, не более	0,015	0,015	0,015
В том числе сероводорода, не более	0,003	0,003	0,003
Содержание свободной воды	Отсутствует		
Содержание щелочи	»		

Деление составов на зимний и летний связано с наружными температурами, от которых зависит упругость паров сжиженных газов, находящихся в баллонах на открытом воздухе или в подземных резервуарах. В зимних условиях при низких температурах для поддержания необходимого давления в системах газоснабжения в составе сжиженного газа должно быть больше легкого компонента (пропана). Летом количество пропана может быть сокращено.

Так, в составе СПБТЗ содержание пропана должно быть не менее

75 %, в противном случае при низких температурах упругость паров сжиженного газа будет слишком мала. В летнем составе это количество сокращается до 34 %. Те же цели преследует лимитирование максимального содержания бутана, так как при низких температурах бутан имеет малую упругость паров. Технические составы допускают содержание небольших количеств легких компонентов (метана, этана, этилена) и жидких остатков. Нормы устанавливают так, что сжиженные углеводородные газы должны содержать сероводорода не более 5 г на 100 м^3, а их запах должен ощущаться при содержании паров сжиженных газов в воздухе 0,5—0,3 % (объема).

Наиболее благоприятными свойствами, с точки зрения газоснабжения, обладает технический пропан, ибо в пределах температур от —35 до +45 °С он имеет достаточно высокую упругость паров и поэтому пригоден для использования в установках с отбором паровой фазы при естественном испарении. Это позволяет баллоны и резервуары со сжиженным пропаном устанавливать снаружи помещения, а также в грунте.

Давление смеси идеальных газов, которые не вступают между собой в химические реакции, определяет закон Дальтона. Каждый индивидуальный газ, называемый компонентом, ведет себя в смеси так, как будто в объеме нет других газов. Он занимает весь объем и подчиняется уравнению состояния, написанному для него. Этим уравнением определяется его индивидуальное (парциальное) давление. Давление смеси $p_{см}$ равно сумме парциальных давлений компонентов

$$p_{см}=\Sigma p_i,$$

где p_i — парциальное давление газа i

Состав газовых смесей и смесей взаимно растворимых жидкостей задают молярными долями (для газов r_i, а для жидкостей x_i), массовыми долями m_i и объемными долями V_i. Молярную долю определяют как отношение числа молей компонента N_i к общему числу молей смеси, т. е.

$$r_i\ (x_i)=N_i/\Sigma N_i.$$

Массовую долю определяют как отношение массы компонента M_i ко всей массе смеси ΣM_i:

$$m_i=M_i/\Sigma M_i.$$

Объемную долю для жидких смесей находят как отношение объема компонента V_i, рассчитанного по плотности при температуре смеси, к объему смеси:

$$v_i=V_i/\Sigma V_{см}.$$

Объемную долю для газовых смесей получают как отношение парциального объема компонента V_i к сумме парциальных объемов, равной объему смеси. Парциальным объемом компонента называют объем, занимаемый им при температуре и давлении смеси. Так как компонент в парциальном объеме и объеме смеси находится при одинаковой температуре, то по закону Бойля—Мариотта можно написать:

$$p_iV_{см}=p_{см}V_i,$$

где p_i и V_i — парциальные давления и объем компонента i.

Следовательно,

$$V_i=V_{см}(p_i/p_{см}).$$

По закону Авогадро при одинаковых температурах и давлении объемы, занимаемые молями различных газов, одинаковы. Этому закону подчиняются идеальные газы. Реальные газы немного отклоняются от него (см. табл. 13.1). Закон Авогадро дает простой способ определения плотности газа

$$\rho=\mu/V_\mu,$$

где ρ — плотность газа при нормальных условиях, кг/м^3, μ — молекулярная масса киломоля газа, кг; V_μ — объем, занимаемый 1 киломолем газа при нормальных условиях, м^3

Для идеальных газов и с некоторым приближением для реальных газов V_μ=22,4 м^3/кмоль. Точные значения V_μ приведены в табл. 13.1.

На основании закона Авогадро можно сказать, что для газовых (идеальных) смесей мольные и объемные доли равны. Действительно, объем, занимаемый компонентом i, можно определить как

Таблица 13.4. **Пересчет состава газовых смесей**

Компоненты	Задан объемный состав		Задан массовый состав	
	объемные доли r_i	масса компонента $M_i=r_i\rho_i$	массовые доли m_i	объем компонента $V_i=m_i/\rho_i$
1	r_1	M_1	m_1	V_1
2	r_2	M_2	m_2	V_2
...	...	...	...	...
n	r_n	M_n	m_n	V_n
Σ	$\Sigma r_i=1$	$\Sigma M_i=\Sigma r_i\rho_i$	$\Sigma m_i=1$	$\Sigma V_i=\Sigma\left(\frac{m_i}{\rho_i}\right)$

Таблица 13.5. **Пересчет состава жидких смесей**

Компоненты	Задан мольный состав			Задан объемный состав			Задан массовый состав		
	мольные доли x_i	масса компонента $M_i=x_i\mu_i$	объем компонента $V_i=\frac{x_i\mu_i}{\rho_i}$	объемные доли v_i	масса компонента $M_i=v_i\times\times\rho_i$	количество молей компонента $N_i=\frac{V_i\rho_i}{\mu_i}$	массовые доли m_i	объем компонента $V_i=\frac{m_i}{\rho_i}$	количество молей компонента $N_i=\frac{m_i}{\mu_i}$
1	x_1	M_1	V_1	v_1	M_1	N_1	m_1	V_1	N_1
2	x_2	M_2	V_2	v_2	M_2	N_2	m_2	V_2	N_2
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
n	x_n	M_n	V_n	v_n	M_n	N_n	m_n	V_n	N_n
Σ	$\Sigma x_i=1$	$\Sigma M_i=\Sigma x_i\mu_i$	$\Sigma V_i=\Sigma\frac{x_i\mu_i}{\rho_i}$	$\Sigma v_i=1$	$\Sigma M_i=\Sigma v_i\rho_i$	$\Sigma N_i=\Sigma\frac{V_i\rho_i}{\mu_i}$	$\Sigma m_i=1$	$\Sigma V_i=\Sigma\frac{m_i}{\rho_i}$	$\Sigma N_i=\Sigma\frac{m_i}{\mu_i}$

$$V_i=N_iV_\mu.$$

Подставляя это выражение в формулу, определяющую объемную долю, и учитывая, что объемы киломолей V_μ всех газов одинаковые при одинаковых условиях, получаем $v_i=r_i$:

$$v_i=\frac{V_i}{\sum V_i}=\frac{V_\mu\cdot N_i}{V_\mu\sum N_i}=r_i.$$

Поэтому для расчета газовых смесей используют мольные (объемные) доли r_i и массовые доли m_i.

Пересчет состава, заданного одними долями, в другие для газовых смесей удобно производить с помощью табл. 13.4.

Плотность смеси определяют по следующему уравнению:

$$\rho_{см}=\frac{M_{см}}{V_{см}}=\frac{\sum r_i\rho_i}{1}=\frac{1}{\sum\frac{m_i}{\rho_i}}.$$

Расчет средней (условной) молекулярной массы $\mu_{см}$ производим делением массы газа на число киломолей в ней.

При смеси, заданной объемным составом,

$$\mu_{см}=\frac{\sum r_i\rho_i}{\sum\frac{r_i\rho_i}{\mu_i}}=\frac{\sum r_i\rho_i}{\sum\frac{r_i}{V_\mu}}=$$

$$=V_\mu\sum r_i\rho_i=\sum r_i\mu_i,$$

так как

$$\rho_iV_\mu=\mu_i,\ \Sigma r_i=1$$

При задании смеси массовым составом

$$\mu_{см}=\frac{1}{\sum\frac{m_i}{\mu_i}}.$$

При пересчете состава жидкой смеси, заданной одними долями, на другие используют табл. 13.5.

Плотность смеси взаимно растворимых жидкостей определяют из уравнения

$$\rho_{см}=\frac{\sum x_i\mu_i}{\sum\frac{x_i\mu_i}{\rho_i}}=\sum\frac{v_i\rho_i}{1}=\frac{1}{\sum\frac{m_i}{\rho_i}}.$$

Среднюю молекулярную массу находят из уравнения

$$\mu_{см}=\frac{\sum x_i\mu_i}{1}=\frac{\sum v_i\rho_i}{\sum\frac{v_i\rho_i}{\mu_i}}=\frac{1}{\sum\frac{m_i}{\mu_i}}.$$

Пример 13.6. Задан объемный состав паровой фазы сжиженного углеводородного газа:

$$r_{C_2H_6}=4\ \%;\ r_{C_3H_8}=60\ \%;\ r_{н\ C_4H_{10}}=13\ \%;$$

$$r_{изо\text{-}C_4H_{10}}=20\ \%;\ r_{C_5H_{12}}=3\ \%.$$

Определить: плотность, молекулярную массу и массовый состав смеси.

Решение. 1. Определяем плотность смеси при $p=0{,}1013$ МПа и при $t=0$ °С:

$$\rho_{см}=\sum r_i\rho_i=0{,}04\cdot1{,}356+$$

$$+0{,}6\cdot2{,}0037+0{,}13\cdot2{,}703+$$

$$+0{,}2\cdot2{,}668+0{,}03\cdot3{,}457=2{,}243\ кг/м^3.$$

Величину ρ_i находим по табл. 13.1.

2. Молекулярная масса равна:

$$\mu_{см}=\sum r_i\mu_i=0{,}04\cdot30{,}07+0{,}6\cdot44{,}1+$$

$$0{,}13\cdot58{,}12+0{,}2\cdot58{,}12+0{,}03\cdot72{,}15=49.$$

μ_i находим по табл. 13.1

3. Определяем массовый состав смеси:

$$m_i=\frac{r_i\rho_i}{\sum r_i\rho_i};$$

$$m_{C_2H_6}=\frac{0{,}04\cdot1{,}356}{2{,}243}=0{,}024,$$

$$m_{C_3H_8}=\frac{0{,}6\cdot2{,}0037}{2{,}243}=0{,}537;$$

$$m_{н\ C_4H_{10}}=\frac{0{,}13\cdot2{,}703}{2{,}243}=0{,}156;$$

$$m_{изо\text{-}C_4H_{10}}=\frac{0{,}2\cdot2{,}668}{2{,}243}=0{,}238;$$

$$m_{C_5H_{12}}=\frac{0{,}03\cdot3{,}457}{2{,}243}=0{,}045.$$

Как отмечалось выше, сжиженные углеводородные газы обладают свойством взаимной растворимости. Они с достаточной точностью подчиняются закону Рауля. Смеси жидких углеводородов можно рассматривать как идеальные растворы. По закону Рауля парциальное давление паров данного компонента, находящегося в жидкой смеси, равно его молярной концентрации в жидкости, умноженной на упругость паров этого компонента в чистом виде при температуре смеси, т. е.

$$p_i=x_ip_{iнас},\qquad(13.1)$$

где p_i — парциальное давление паров компонента i, находящегося в жидкой смеси; x_i — молярная доля компонента i в жидкой смеси; $p_{iнас}$ — упругость паров чистого компонента при температуре смеси.

Упругость паров жидкой смеси (ее давление) равна сумме парциальных давлений паров всех компонентов. Учитывая уравнение (13.1), давление смеси (упругость) p определяют по следующему выражению:

$$p=\Sigma p_i=\Sigma x_ip_{iнас}.\qquad(13.2)$$

Изменение парциального давления паров жидких компонентов смеси, состоящей из пропана и изобутана, показано на рис. 13.5. Температура принята постоянной и равной 0°С. Из рисунка следует, что парциальное давление низкокипящего компонента, в данном примере пропана, растет от нуля (при $x_i=0$) до 0,47 МПа (при $x_i=1$), равного упругости насыщенного пара при 0°С. Давление взаиморастворимой смеси зависит от их количественного соотношения. Так, при 50 %-ном (мольном) содержании пропана и изобутана упругость паров смеси будет равна 0,315 МПа. Из рис. 13.5 видно, что с увеличением содержания высококипящего компонента (изо-C_4H_{10}) упругость паров смеси падает. Все уравнения $p=f|x|$ линейные, так как $t=$const.

Для каждого компонента парциальное давление газа, находящегося над уровнем жидкости (в паровой фазе), равно давлению паров компонента в жидкой фазе. Это равенство является следствием термодинамического равновесия. Действительно,

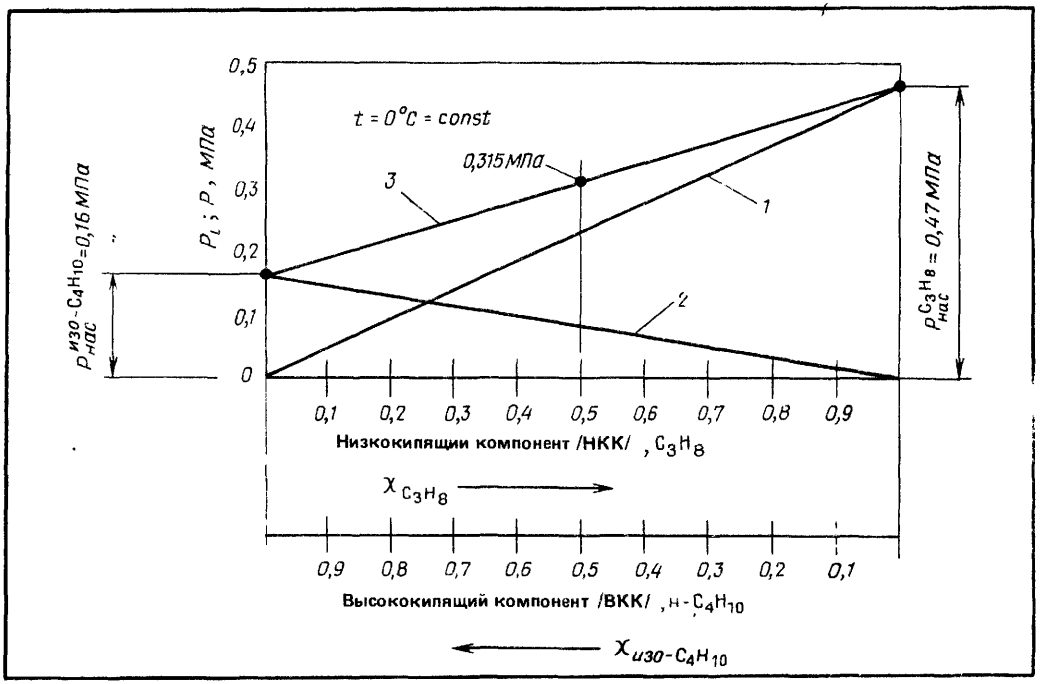


Рис. 13.5. Изменение давления смеси пропана и бутана в зависимости от их концентраций
1 — $x_i p_i$ — C_3H_8, *2* — $x_i p_{i\text{нас}}$ изо C_4H_{10}, *3* — *p* — смеси

если парциальное давление данного компонента в паровой фазе превысит давление паров этого компонента в жидкой фазе, то наступит процесс конденсации. Противоположное соотношение давлений приведет к процессу испарения. Эти процессы будут протекать до тех пор, пока не установится равновесие. Таким образом, для каждого компонента можно написать равенство парциального давления с использованием законов Дальтона и Рауля.

Парциальное давление компонента *i* в паровой фазе по закону Дальтона равно:

$$p_i = r_i p.$$

Давление паров компонента *i*, находящегося в жидкой фазе, по закону Рауля составляет:

$$p_i = x_i p_{i\text{нас}}.$$

Из равенства парциальных давлений получаем основное уравнение

$$r_i p = x_i p_{i\text{ нас}}; \qquad (13.3)$$

$$\frac{r_i}{x_i} = \frac{p_{i\text{нас}}}{p} = k_i, \qquad (13.4)$$

где k_i – константа равновесия или коэффициент распределения, равный отношению упругости паров компонента $p_{i\text{нас}}$ к общему давлению смеси

Константа равновесия определяет соотношение молярных долей компонента *i* в паровой и жидкой фазах. Для более летучих компонентов, находящихся в смеси, коэффициент $k_i > 1$. В паровой фазе его относительная доля больше, чем в жидкой. Менее летучие компоненты обладают меньшей упругостью паров, поэтому они в меньшей доле находятся в паровой фазе, для них значение k_i меньше единицы.

Двухфазное состояние двухкомпонентных систем хорошо отражается диаграммой состояния. Она строится по упругостям испарения компонентов и объединенному закону Дальтона—Рауля. Построим такую диаграмму для пропана – н-бутана. Давление жидкой смеси определится уравнением (13.2), представляющим собой пря-

мую линию, которая для пропана (его мольная доля x) и н-бутана (мольная доля $(1-x)$) примет следующий вид:

$$p=x\cdot 0{,}47+(1-x)0{,}115 \text{ МПа} \quad (13.5)$$

$$\text{или } p=0{,}115+0{,}355x.$$

Уравнение (13.5) написано для $t=0°C=\text{const}$. Зависимость (13.5) показана на рис 13.6. Линия AB является границей между жидкой фазой и двухфазной системой и является линией упругости жидкой смеси. Выше этой линии находится жидкость; при снижении давления начинается процесс испарения (кипения) жидкости и образуется двухфазная система. Таким образом, линия AB является линией начала испарения. Если продолжать испарение и снижать давление, тогда наступит момент, когда испарится последняя капля жидкости и образуется смесь сухого пара. Геометрическое место точек таких давлений образует линию 2—линию начала конденсации или линию точек росы. Ниже этой линии находится смесь перегретого пара. Эта кривая строится по уравнению (13.3), откуда для каждых пар значений p, x определяем соответствующее значение r и по r строим кривую. Построим кривую для рассматриваемого примера. Примем $t=0°C$. При $x=0$ $p=0{,}115$, при $x=1$ $p=0{,}47$. Отсюда

$$r=x(0{,}47/p),$$

где p определяется уравнением (13 5), тогда для каждого значения x сперва находим p, а затем r Результаты расчетов представлены ниже

x	p	r
0	0,115	0
0,1	0,151	0,311
0,2	0,186	0,505
0,3	0,222	0,635
0,4	0,257	0,714
0,5	0,293	0,802
0,6	0,328	0,860
0,7	0,364	0,904
0,8	0,399	0,942
0,9	0,435	0,972
1,0	0,470	1

По проведенным расчетам на рис. 13.6 построена кривая конденсации. Этой кривой соответствует смесь сухого пара пропана и н-бутана. На рисунке показаны также давления стандартных смесей (зимней и летней). Выше кривой *1* находится жидкая смесь, кривая *2* представляет смесь сухого пара компонентов, область *3* соответствует двухфазной системе, состоящей из жидкости и пара. Во всех баллонных и резервуарных установках состав жидкости соответствует линии *1*, а пара — *2*.

Процесс фазового перехода иллюстрируется на рис. 13.7. Линия ACB — линия начала кипения. Ее уравнение, как было показано выше, уравнение упругости паров жидкой смеси, т. е.

$$p=\Sigma x_i p_{i\text{нас}}.$$

Предположим, что жидкая смесь соответствует точке C (рис. 13.7) и давление этой жидкой смеси будет p_c. При снижении давления и без изменения состава смеси начнется процесс испарения. В первом паровом пузырьке концентрация низкокипящего компонента будет $r_{\text{св}}$, а высококипящего $(1-r_{\text{св}})$. При дальнейшем понижении давления паровая фаза будет обогащаться высококипящим компонентом, но его концентрация будет всегда меньше концентрации низкокипящего компонента. Так, для давления, соответствующего точке «к» $p_к$, концентрация низкокипящего компонента будет равна r_{me}, а высококипящего компонента — $(1-r_{me})$. Их мольные соотношения в паровой и жидкой фазах определяются из закона Рауля—Дальтона. Со снижением давления паровая фаза будет увеличиваться, а концентрация r_i низкокипящего компонента будет в ней уменьшаться, и при конце испарения (т Д.) концентрация низкокипящего компонента станет равной его концентрации в жидкой фазе в начале процесса испарения, т. е. $x_д=r_д$. В последней капле жидкости концентрация низкокипящего компонента будет x_a.

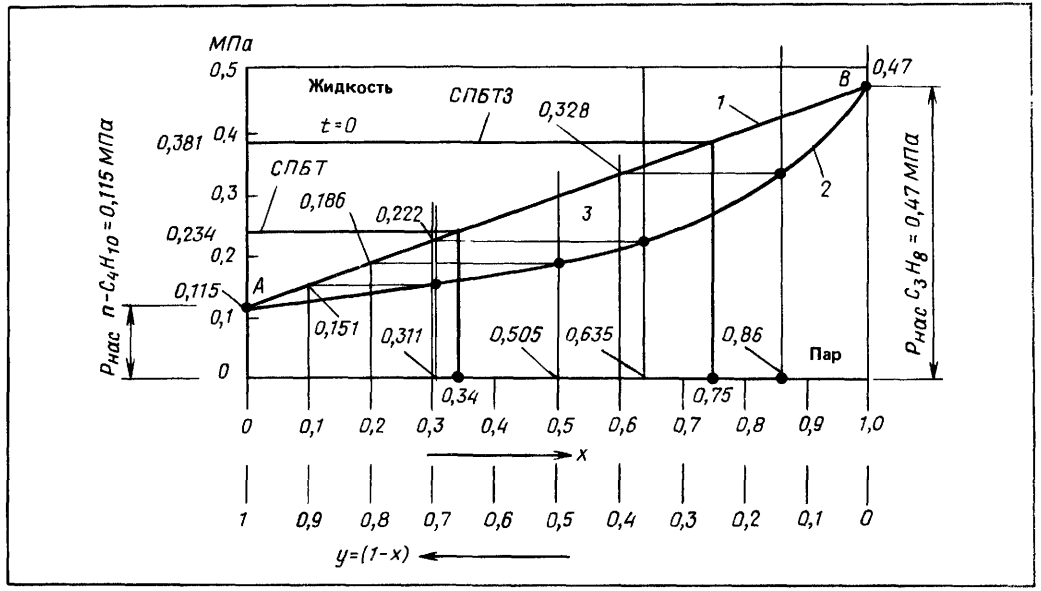


Рис. 13.6. Изотермические кривые фазового состояния пропан — н-бутановой смеси
1 — линия упругости паров жидкой смеси (кипения), *2* — линия конденсации, *3* — зона двухфазной смеси

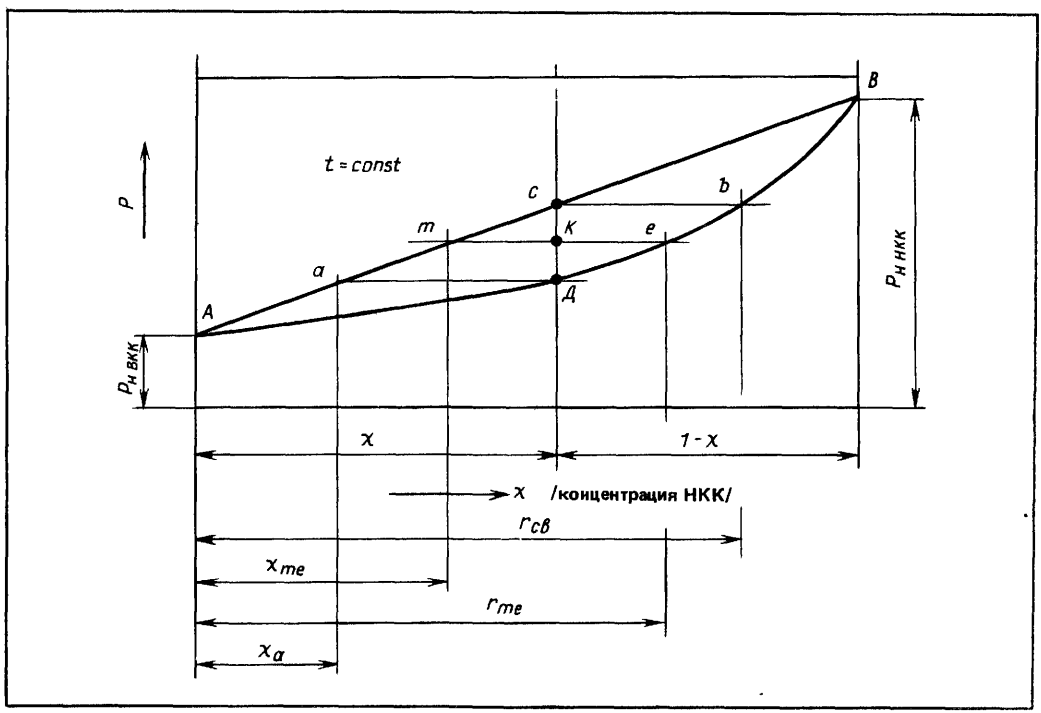


Рис. 13.7. Фазовые переходы двухкомпонентной системы при t = const
(x — мольная концентрация низкокипящего компонента)

Уравнение кривой, когда вся смесь переходит в паровую фазу, определяется следующим образом. По закону Рауля—Дальтона имеем следующее соотношение для любого компонента:

$$r_i p = x_i p_{i\text{нас}}.$$

Определим из этого соотношения x_i:

$$x_i = \frac{r_i p}{p_{i\text{нас}}}.$$

Просуммируем x_i для всех компонентов, имея в виду, что $\Sigma x_i = 1$:

$$\sum x_i = p \cdot \sum \frac{r_i}{p_{i\text{нас}}} = 1,$$

отсюда

$$p = \frac{1}{\sum \frac{r_i}{p_{i\text{нас}}}}. \qquad (13.6)$$

Уравнение (13.6) является уравнением конденсации для двухфазной системы.

Если смесь углеводородов находится в замкнутом объеме, при термодинамическом равновесии и представляет собой двухфазную систему, то при данной температуре по составу жидкой фазы рассчитывают состав паровой фазы или по составу паровой фазы определяют состав жидкости. В процессе расчета также вычисляют давление смеси. Если известен состав жидкой фазы, то состав паровой фазы рассчитывают следующим образом. По заданной температуре (см. табл. 13.2) определяют упругость паров $p_{i\text{нас}}$ компонентов и рассчитывают давление смеси по формуле

$$p = \Sigma x_i p_{i\text{нас}}.$$

По формуле (13.3) определяют мольный состав паровой фазы

$$r_i = x_i \frac{p_{i\text{нас}}}{p}.$$

При известном составе паровой фазы состав жидкости находят следующим образом. По формуле (13.6) рассчитывают давление смеси. Далее по формуле (13.3) определяют состав жидкой фазы x_i.

Пример 13.7. В баллоне находится сжиженный газ при температуре $t=20°C$. Молярный состав жидкой фазы следующий:

$$x_{C_3H_8}=0{,}25;\ x_{\text{изо-}C_4H_{10}}=0{,}4;\ x_{\text{н-}C_4H_{10}}=0{,}35.$$

Определить давление смеси и состав паровой фазы.

Решение. 1. По табл. 13.2 определяем упругость паров компонентов смеси при $t=20°C$ в МПа (абс.):

$$p_{C_3H_8}=0{,}83;\quad p_{\text{изо-}C_4H_{10}}=0{,}306;\quad p_{\text{н-}C_4H_{10}}=0{,}23.$$

Рассчитываем давление смеси:

$$p=0{,}25\cdot 0{,}83+0{,}4\cdot 0{,}306+0{,}35\cdot 0{,}23=$$
$$=0{,}411\ \text{МПа (абс.)}.$$

2. Определим мольный состав паровой фазы:

$$r_{C_3H_8}=0{,}25\ \frac{0{,}83}{0{,}411}=0{,}504;$$

$$r_{\text{изо-}C_4H_{10}}=0{,}4\ \frac{0{,}306}{0{,}411}=0{,}196;$$

$$r_{\text{н-}C_4H_{10}}=0{,}35\ \frac{0{,}23}{0{,}411}=0{,}3.$$

Результаты расчета показывают закономерность распределения углеводородов в жидкой и паровой фазах. При анализе уравнения (13.2) было отмечено, что более летучие компоненты в паровой фазе находятся соответственно в большей доле, чем в жидкой. Действительно, более летучим компонентом в данной смеси является пропан C_3H_8. Его доля в жидкой фазе $x=0{,}25$, а в паровой фазе $r=0{,}504$, т. е. в 2 раза больше. Вместе с тем количество менее летучего компонента н-бутана в жидкой фазе $x=0{,}36$, а в паровой фазе его доля уменьшилась до $r=0{,}3$. Давление смеси находится в пределах значений упругости паров наиболее летучего компонента ($p=0{,}83$) и наименее летучего ($p=0{,}23$).

Часто возникает задача расчета двухфазной системы, если известны ее давление и температура, а также состав в однофазном состоянии. Такая задача встречается при расчете состава смеси в баллоне, если известен состав жидкости, которую в него заливают. Рассмотрим решение такой задачи. Предположим, что в резервуар заливают жидкую (исходную) смесь углеводородов, мольный состав которой равен:

$$\Sigma A_i = 1$$

Температура t и давление в баллоне p заданы. Требуется определить состав паровой $\Sigma r_i = 1$ и жидкой $\Sigma x_i = 1$ фаз, а также долю общего числа молей, залитых в баллон, которые перешли в паровую фазу V и остались в жидкой фазе $L(V + L = 1)$.

Эту задачу можно решить следующим образом. Запишем уравнение материального баланса для компонента i. Общее количество молей этого компонента A_i равно количеству молей в жидкой фазе $x_i L$ плюс количество молей в паровой фазе $r_i V$, т. е.

$$A_i = x_i L + r_i V. \qquad (13.7)$$

Из формулы (13.3) подставим в это уравнение выражение для величины r_i:

$$r_i = x_i \frac{p_{i\text{нас}}}{p},$$

а также исключим величину V, используя выражение $V = 1 - L$:

$$A_i = x_i L + x_i \frac{p_{i\text{нас}}}{p}(1 - L)$$

Далее определим

$$x_i = \frac{A_i}{\frac{p_{i\text{нас}}}{p} - \left(\frac{p_{i\text{нас}}}{p} - 1\right)L} = \frac{A_i}{k_i - (k_i - 1)L} = 1$$

Просуммируем x_i для всех компонентов

$$\sum x_i = \sum \frac{A_i}{k_i - (k_i - 1)L} = 1 \qquad (13.8)$$

Из уравнения (13.8) определим значение L и рассчитаем состав жидкой и паровой фаз. Аналогично можно получить расчетную зависимость, по которой сначала определяют величину V, далее рассчитывают состав паровой и жидкой фаз. Порядок решения рассмотрим на примерах.

Пример 13.8. Жидкая смесь, имеющая исходный состав $A_{C_3H_8} = 0{,}6$; $A_{\text{изо-}C_4H_{10}} = 0{,}25$; $A_{\text{н-}C_4H_{10}} = 0{,}15$, была залита в резервуар, в котором превратилась в двухфазную систему. После того как установилось термодинамическое равновесие, температура и давление двухфазной системы стали равны: $t = 30°C$, $p = 0{,}687$ МПа (абс.). Определить составы паровой и жидкой фаз, а также долю молей от общего количества, которое перешло в паровую фазу.

Решение. 1. По табл. 13.2 определяем упругость паров компонентов смеси при $t = 30°C$ в МПа (абс.):

$$p_{C_3H_8} = 1{,}07; \quad p_{\text{изо-}C_4H_{10}} = 0{,}41; \quad p_{\text{н-}C_4H_{10}} = 0{,}314.$$

2. Рассчитаем коэффициенты распределения для компонентов:

$$k_{C_3H_8} = \frac{1{,}07}{0{,}687} = 1{,}56;$$

$$k_{\text{изо } C_4H_{10}} = \frac{0{,}41}{0{,}687} = 0{,}598,$$

$$k_{\text{н } C_4H_{10}} = \frac{0{,}314}{0{,}687} = 0{,}457.$$

3. По формуле (13.8) находим величину L:

$$\frac{0{,}6}{1{,}56 - (1{,}56 - 1)L} + \frac{0{,}25}{0{,}598 - (0{,}598 - 1)L} + \frac{0{,}15}{0{,}457 - (0{,}457 - 1)L} = 1$$

Уравнение решаем методом последовательных приближений. Принимаем $L = 0{,}4$ и рассчитываем левую часть уравнения

$$\frac{0{,}6}{1{,}56 - 0{,}56 \cdot 0{,}4} + \frac{0{,}25}{0{,}598 + 0{,}402 \cdot 0{,}4} + \frac{0{,}15}{0{,}457 + 0{,}543 \cdot 0{,}4} = 0{,}448 + 0{,}33 + 0{,}222 = 1$$

Таким образом, значение $L = 0{,}4$ удовлетворяет уравнению

Из расчета следует, что в жидкой фазе остается 0,4 общего числа молей, а в паровую фазу переходит $V = 1 - 0{,}4 = 0{,}6$ молей.

Состав жидкой фазы определяем по формуле (13.8): $x_{C_3H_8} = 0{,}448$; $x_{\text{изо-}C_4H_{10}} = 0{,}33$; $x_{\text{н } C_4H_{10}} = 0{,}222$.

4. Состав паровой фазы рассчитываем по формуле (13.3):

$r_{C_3H_8} = 0{,}448 \cdot 1{,}56 = 0{,}702$; $r_{\text{изо-}C_4H_{10}} = 0{,}33 \times 0{,}598 = 0{,}197$; $r_{\text{н-}C_4H_{10}} = 0{,}222 \cdot 0{,}457 = 0{,}101$.

Пример 13.9. Для условий примера 13.8 определить давление, при котором в баллоне будет находиться только жидкая фаза, а также давление, при котором вся жидкость перейдет в пар.

Решение. 1. Если резервуар наполняют (под давлением) жидкой смесью и в нем устанавливается давление меньшее, чем упругость паров жидкой смеси, то жидкость частично испаряется, образуя двухфазную систему. Если же давление в резервуаре будет равно или больше давления паров жидкой смеси, то паровая фаза образовываться не будет и состав заполняемой жидкости будет такой же, как и жидкой смеси. Давление паров жидкой смеси, заливаемой в резервуар, будет равно:

$$p_{\text{пар}}=\Sigma x_i p_{i\text{нас}}=0{,}6\cdot 1{,}07+0{,}25\cdot 0{,}411+0{,}15\times \times 0{,}315=0{,}79 \text{ МПа}$$

Итак, если давление $p_{\text{пар}} \geqslant 0{,}79$ МПа, то паровая фаза образовываться не будет.

2. Если давление в резервуаре снизить, то количество пара увеличится и при определенном его значении вся жидкость перейдет в паровую фазу. В этом случае состав паровой фазы будет такой же, как и исходной смеси. Для определения давления, при котором жидкой фазы не будет, можно использовать уравнение (13.8), приняв $L=0$:

$$\sum \frac{A_i}{\frac{p_{i\text{нас}}}{p}}=p\sum (A_i / p_{i\text{нас}})=1$$

или

$$p=\frac{1}{\sum (A_i / p_{i\text{нас}})}$$

Для данных предыдущего примера давление будет равно:

$$p=\frac{1}{\frac{0{,}6}{1{,}07}+\frac{0{,}25}{0{,}41}+\frac{0{,}15}{0{,}314}}=0{,}606 \text{ МПа}$$

Таким образом, при давлении, равном или меньшем 0,606 МПа, в резервуаре будет содержаться только паровая фаза.

Если исходная смесь содержит инертные газы (азот, диоксид углерода), то ввиду их большой летучести по сравнению с углеводородами считают, что они полностью переходят в паровую фазу. Для них величина $A_i=r_i$, $x_i=0$, что следует учитывать при составлении уравнения (13.8). Когда первоначальная смесь имеет жидкую часть с малой летучестью, тогда предполагают, что она полностью остается в жидкой фазе, т. е. для нее $A_i=x_i$, а $r_i=0$.

Из анализа свойств двухфазного состояния углеводородных смесей следует, что при отборе из резервуара паровой фазы в начальном периоде газ содержит больше легких компонентов. Теплота его сгорания имеет соответственно меньшее числовое значение. По мере расхода газа содержание тяжелых компонентов в жидкости будет увеличиваться, давление в резервуаре будет падать, а теплота сгорания отбираемого газа будет расти. В результате характеристики сжигаемого газа будут нестабильными, а при пониженных температурах давление может оказаться недостаточным для нормального газоснабжения. Отмеченные факторы являются главным недостатком систем, использующих смеси углеводорода и работающих при отборе паровой фазы. При использовании индивидуальных углеводородов указанные недостатки будут исключены. Их можно также исключить и при использовании смесей углеводородов, если в установках газоснабжения предусмотреть отбор из резервуаров жидкой фазы и искусственное ее испарение в специальных теплообменниках.

13.2. Газонаполнительные станции

Газонаполнительная станция (ГНС) является базой системы снабжения потребителей сжиженными углеводородными газами. На ГНС осуществляют прием сжиженного газа, переливание его в резервуары хранилища и наполнение баллонов и автоцистерн. В баллонах газ доставляют непосредственно потребителям, в автоцистернах — к резервуарным установкам зданий, промышленных и сельскохозяйственных потребителей, а также на автозаправочные станции.

Сжиженный газ поступает на ГНС с газобензиновых заводов. Для транспортирования его на большие расстояния используют железнодорожные цистерны. Для приема, перелива, хранения и наполнения баллонов и резервуаров на газонаполнительной станции имеются следующие отделения и цехи: сливная эстакада с железнодорожной веткой, хранилище, состоящее из стальных резервуаров; насосно-компрессорный и испарительный цех для слива сжиженного газа из

железнодорожных цистерн в хранилища и подачи его для наполнения баллонов и автоцистерн; цех для наполнения баллонов и слива из них неиспарившихся тяжелых остатков; колонки для наполнения автоцистерн; коммуникации жидкой и паровой фаз, связывающие все отделения ГНС и обеспечивающие перемещение потоков жидкости и пара.

Газонаполнительные станции имеют водопровод, канализацию, систему электро- и теплоснабжения. На территории ГНС расположены ремонтные мастерские и котельная (при отсутствии централизованного теплоснабжения), гараж с открытой стоянкой для автомобилей, а также административные помещения. Газонаполнительные станции следует размещать вне черты селитебной территории или населенного пункта с подветренной стороны. При выборе площадки для строительства газонаполнительной станции необходимо соблюдать требуемые расстояния между ГНС сжиженного газа, а также зданиями, сооружениями, железными и автомобильными дорогами. Эти расстояния в зависимости от объема хранилища, способа установки резервуаров (надземных или подземных) и типа сооружения или типа дороги изменяются от 40 до 300 м. Расположение площадки должно обеспечивать возможность присоединения ГНС к железной и автомобильным дорогам, сетям электро-, тепло- и водоснабжения, а также канализации. ГНС оборудуют телефонной связью и радиотрансляцией.

Территория газонаполнительной станции по периметру должна иметь ограду из несгораемых материалов, а также должна быть разделена оградой на две зоны: 1) рабочую, включающую главную эстакаду, хранилище, насосно-компрессорный, испарительный и наполнительный цехи, а также колонки для наполнения автоцистерн; 2) вспомогательную, включающую административно-хозяйственные помещения, гараж, водонапорную башню и резервуар для хранения противопожарного запаса воды. На территории ГНС иногда располагают эксплуатационную службу газового хозяйства. На рис. 13.8 показана схема генерального плана ГНС производительностью 20 тыс. т. в год.

Территория ГНС разделена на производственную и вспомогательную зоны. В производственную зону входят главные цехи и технологические устройства. Это: база хранения сжиженного газа, сливная эстакада с железнодорожными путями, насосно-компрессорный цех, цех для наполнения баллонов и колонки для наполнения автоцистерн. Во второй зоне находятся вспомогательные и административно-хозяйственные здания и сооружения. МосгазНИИпроектом разработаны типовые проекты на 10, 20 и 40 тыс. т. сжиженного газа в год.

Для снабжения углеводородными сжиженными газами городов и населенных пунктов предназначены ГНС общего назначения. Суммарный объем их резервуарного парка хранения не должен превосходить 8 000 $м^3$. Мощность ГНС зависит от потребности в сжиженном газе обслуживаемой зоны, которая определяется принятой генеральной схемой развития газоснабжения района, области, которую разрабатывают на срок 10—15 лет. Системы сжиженного газа экономически выгодны при мелких рассредоточенных потребителях, расположенных вдали от магистральных газопроводов природного газа. Сжиженный газ используют для приготовления пищи и горячей воды в городах и сельских населенных пунктах, а также в сельскохозяйственном производстве. Район радиусом 50—70 км с проживающим населением до 1 миллиона человек обслуживается ГНС мощностью в 10—40 тыс. в год

Для разработанных типовых проектов ГНС предусмотрено раздельное хранение технического пропана и технического пропана в смеси с повышенным содержанием бутана (до 60 %), а также их раздельная подача в баллоны и автоцистерны. Коммуни-

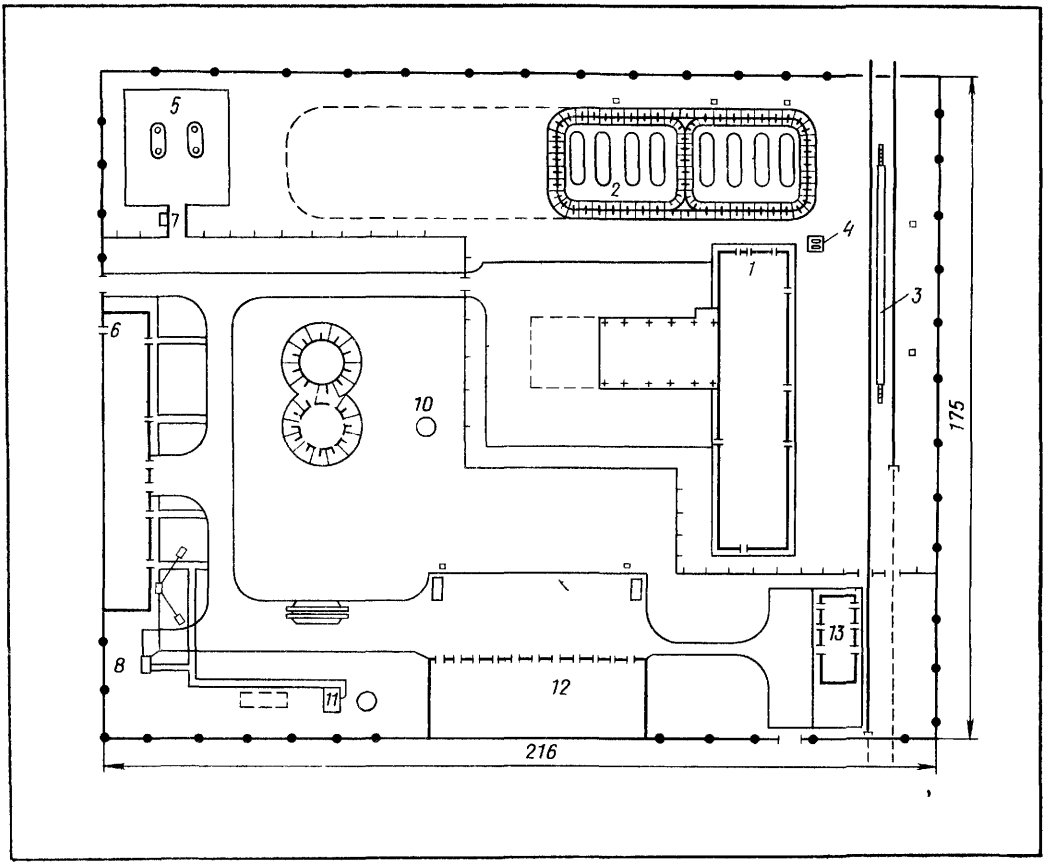


Рис. 13.8. Схема генерального плана газонаполнительной станции
1 — технологические цеха, *2* — база хранения сжиженного газа, *3* — эстакада для слива сжиженного газа из железнодорожных цистерн, *4* — сливные резервуары, *5* — автотоколонки, *6* — блок вспомогательных помещений, *7* — автовесы, *8* трансформаторная подстанция, *9* — резервуар для воды, *10* — водонапорная башня, *11* — генераторная, *12* — закрытая стоянка автомобилей, *13* — материальный склад

кации ГНС запроектированы так, что возможен одновременный слив сжиженного газа из железнодорожных цистерн с различным процентным содержанием пропана и бутана.

Хранилище состоит из групп надземных резервуаров. В соответствии с нормативными требованиями каждая группа резервуаров по периметру должна иметь земляной вал, высоту которого принимают такой, чтобы объем пространства, ограниченный им, был не менее 85 % полного объема, заключенного внутри резервуаров, но и не менее 1 м. Это предотвращает растекание жидкости при повреждении наземных резервуаров. Ширина земляного вала вверху составляет не менее 0,5 м. Для отвода ливневых и талых вод предусмотрены трубы с отключающими устройствами.

Газонаполнительные станции, как правило, оборудуют надземными резервуарами. Подземные установки допускаются в том случае, если по местным условиям нельзя выдержать расстояния, указанные в действующих нормативах для надземного расположения. Надземные резервуары устанавливают на фундаменте из несгораемого материала с уклоном 0,002—0,003 в сторону сливного патрубка. Для обслуживания арматуры измерительных приборов и предохранительных устройств служат стационарные

металлические площадки с лестницами.

При надземной установке резервуары располагают группами (не менее двух) в районе с пониженными планировочными отметками площадки станции. При суммарном объеме хранилища до 2000 м^3 объем резервуаров в группе должен быть не более 1000 м^3, а при объеме хранилища 2000—8000 м^3 — не более 2000 м^3. Расстояние в свету между резервуарами принимают равным диаметру, но не менее 2 м; расстояние от резервуара до подошвы вала или ограждающей стенки принимают 0,5 D, но не менее 1 м; расстояния между группами резервуаров принимают 5 м при объеме группы до 200 м^3, 10 м при объеме группы 200...700 м^3 и 20 м при объеме 700...2000 м^3.

Резервуары хранилища ГНС оборудуют предохранительными и измерительными устройствами. Должны быть установлены: два предохранительных клапана с помощью трехходового крана, которые обеспечивали бы сброс газа в случае превышения давления в резервуаре на 15 % выше рабочего; указатели уровня жидкости; дренажные незамерзающие клапаны, манометры. Газы от предохранительных клапанов отводят через продувочные свечи. Целесообразно все продувочные трубопроводы объединить в одну свечу и осуществить организованный сброс.

На ГНС сжиженный газ транспортируют с газобензиновых заводов в железнодорожных цистернах. Из цистерн жидкость переливают в хранилище, состоящее из надземных стальных резервуаров. Объем хранилища должен соответствовать графикам потребления и поступления сжиженного газа. Если уровень жидкости в цистерне выше, чем в хранилище, сжиженный газ может переливаться самотеком. Для этого необходимо соединить шлангами жидкостные и паровые пространства цистерны и резервуары хранилища. При таком способе на перелив жидкости расходуется большое количество времени. В связи с указанным недостатком метод перелива сжиженного газа самотеком не находит практического применения. Наибольшее распространение на газонаполнительных станциях получил насосно-компрессорный способ перелива жидкости. Компрессоры отбирают пары сжиженного газа из емкости и нагнетают их в цистерну. Этим обеспечивается устойчивый процесс перелива сжиженного газа.

Конструкция железнодорожной цистерны предусмотрена для верхнего налива и слива сжиженного газа. Наверху цистерна имеет горловину — люк-лаз, через которую осматривают внутреннюю полость цистерны. Крышка горловины выполнена в виде фланца, на которой крепится вся арматура цистерны. На фланце цистерны крепятся две сливно-наливные трубы, которые доходят до самого низа цистерны. Под концами труб в цистерне имеется приямок, расстояние от которого до труб 25 мм. В середине фланца установлена труба для отбора или подачи паров сжиженного газа. Все трубы имеют угловые вентили и скоростные клапаны. Скоростные клапаны при резком увеличении скорости движения среды через них (например, при разрыве соединительного шланга) закрываются и предотвращают выливание сжиженного газа из цистерны. При сливе цистерны паровая труба с помощью специального резино-тканевого шланга эстакады слива соединяется с паровой линией ГНС, а две жидкостные трубы цистерны соединяются с жидкофазными линиями ГНС. Кроме того, на фланце цистерны установлены предохранительный клапан и два крана, контролирующих правильность заполнения цистерны. Манометр устанавливают отдельно, под специальным колпаком. Для возможности обслуживания арматуры имеются площадки и лестницы.

Цистерны для перевозки сжиженного газа должны обладать высокой прочностью, необходимой для того,

чтобы выдержать давление паров легкокипящих углеводородов при максимальной температуре окружающего воздуха. Чем больше содержится в смеси легкокипящих компонентов (этана, пропана), тем более высокое давление следует поддерживать в резервуаре, чтобы смесь находилась в жидком состоянии. С увеличением содержания бутана требуемое давление становится ниже. В резервуарах сжиженные углеводороды находятся в насыщенном состоянии, поэтому давление в них зависит от состава сжиженного газа и температуры. При транспортировании пропана железнодорожные цистерны рассчитывают на рабочее давление 2 МПа, при перевозке бутана — на 0,8 МПа. Железнодорожные цистерны выпускают вместимостью 100 и 51...60 м^3. От воздействия солнечных лучей цистерны защищают, покрывая светлой краской.

Выше были рассмотрены главные цехи и оборудование, позволяющие ГНС принимать и хранить сжиженный газ. И, как отмечалось выше, существенной чертой современных схем ГНС является возможность принимать, хранить и распределять сжиженные газы разных составов: технический пропан и смесь технического пропана с техническим бутаном. В результате этого требования необходимо проектировать ГНС с двумя хранилищами для сжиженного газа разных составов, усложненные коммуникации, позволяющие раздельное заполнение как хранилищ, так и потребительских емкостей сжиженными газами разных составов в зависимости от времени года и характера производства.

Перемещение сжиженного газа представляет собой сложный термодинамический процесс. Действительно, перемещается среда, находящаяся в двухфазном состоянии, как в цистерне, так и в хранилищах, имеется физический раздел между жидкой и паровой фазой. Жидкость находится внизу, а паровая фаза — вверху. Но по законам физики известно, что двухфазная система постоянного состава, находящаяся в термодинамическом равновесии, обладает определенным давлением, и изменить давление можно лишь путем изменения параметров смеси или термодинамического равновесия в определенной зоне двухфазной смеси. Например, если в относительно холодный резервуар с двухфазной системой, имеющий определенный уровень жидкости, подавать теплые пары компрессором (или из испарителя), тогда эти пары будут конденсироваться на поверхности жидкой фазы, нагревать ее и образовывать теплую пленку, с которой в дальнейшем установится термодинамическое равновесие с парами, находящимися над ней. В результате в паровой фазе будет давление больше, чем в жидкой фазе, термодинамическое равновесие всей жидкости нарушится и жидкая фаза будет вытесняться из емкости, как поршнем, тонким горячим слоем жидкости, находящимся в термодинамическом равновесии с паровой фазой. В этом состоит физическая природа передавливания жидкости из резервуара в резервуар путем повышения давления паровой фазы в резервуаре, из которого передавливают жидкость.

Таким образом, перемещение жидкости из резервуара в резервуар объясняется не напором, создаваемым компрессором, а возникающей разностью давлений в двух резервуарах в результате нарушения термодинамического равновесия во всей системе. В опорожняемом резервуаре возникает локальное избыточное давление, которое связано с возникшим локальным термодинамическим равновесием между парами жидкости и тонким прогретым верхним слоем жидкости.

Как отмечалось выше, для перелива жидкости из железнодорожных цистерн в резервуары хранилища ГНС используют компрессоры. Компрессоры при сливе железнодорожных цистерн отсасывают пары пропан-бутана из наполняемой емкости и нагнетают их в железнодорожные цистерны, создавая в них избыточное давление 0,2...0,3 МПа. При переме-

щении жидкости из одного резервуара хранилища в другой процесс протекает аналогично. Для обеспечения указанных процессов на ГНС устанавливают три компрессора: два рабочих и один резервный. Рабочие компрессоры имеют трубопроводные коммуникации, рассчитанные на разные продукты: технический пропан и смесь технического пропана с бутаном. Резервный компрессор позволяет работать как для перемещения пропана, так и для смеси пропана с бутаном. На всасывающей линии компрессоров устанавливают конденсатосборники, а на нагнетательной — обратный клапан и маслоотделитель.

В зимний период для большей эффективности повышения температуры в поверхностном слое жидкости железнодорожной цистерны и повышения в ней давления применяют испарители сжиженного газа. В типовых проектах ГНС предусматривают установку трех испарителей, трубопроводные коммуникации которых по своему назначению аналогичны таковым у компрессоров. Испарители работают в режиме напорных аппаратов. Испарители заполняются пропаном за счет упругости паров в резервуарах хранилища на 85 %. В дальнейшем пропан разогревают и он поступает в опорожняемый резервуар, создавая там в результате нагрева верхнего слоя жидкости избыточное давление, которое используется для перемещения жидкой фазы углеводородов.

Создаваемое избыточное давление исключает кавитацию у насосов, подающих сжиженный газ в наполнительный цех баллонов и для наполнения автоцистерн. В типовой схеме предусмотрено пять насосов: два для пропана и наполнения баллонов и автоцистерн; два для пропан-бутана и выполнения тех же функций и пятый — резервный. На всасывающих линиях насосов устанавливают фильтр, на нагнетательных — обратный и перепускной клапаны. Время наполнения одного баллона — 5... 8 мин. В зимнее время входящие в состав сжиженного газа наиболее тяжелые углеводороды не испаряются и в баллонах имеется неиспарившийся остаток. Такие баллоны сначала направляют на слив, а затем наполняют сжиженным газом.

Технологическая схема газонаполнительной станции сжиженного газа с надземной установкой резервуаров показана на рис. 13.9. Она состоит из хранилища сжиженного газа в виде надземных стальных резервуаров, насосно-компрессорного и испарительного отделений, подъездного железнодорожного пути с эстакадой, колонок для наполнения автоцистерн, отделения для наполнения баллонов. Паровая и жидкая фазы сжиженного газа, находящегося в резервуарах газонаполнительной станции, соединены коллекторами, к которым подключены паровые и жидкие фазы опорожняемых и наполняемых резервуаров. Это позволяет управлять перемещением сжиженного газа из одних резервуаров в другие. Хранилище имеет две группы резервуаров: для пропана и для смеси пропана с бутаном.

Расходный коллектор жидкой фазы резервуаров хранилища соединен со всасывающим коллектором насосов. От насосов по нагнетательной линии сжиженный газ поступает в коллекторы для наполнения автоцистерн, испарителей и баллонов. К всасывающему коллектору компрессоров присоединены паропроводы резервуара для слива и отделения для слива из баллонов неиспарившихся (тяжелых) остатков сжиженного газа. Всасывающие и нагнетательные коллекторы компрессорного отделения соединены с трубопроводами паровой фазы колонок для наполнения автоцистерн. Такая схема трубопроводов позволяет при помощи компрессоров отбирать паровую фазу газа из наполняемой автоцистерны и нагнетать ее в опорожняемый резервуар. Нагнетательные коллекторы компрессорного отделения соединены с испарителем. Для лучшего представления об основных технологических процессах, протекающих на ГНС, на схеме рис. 13.9

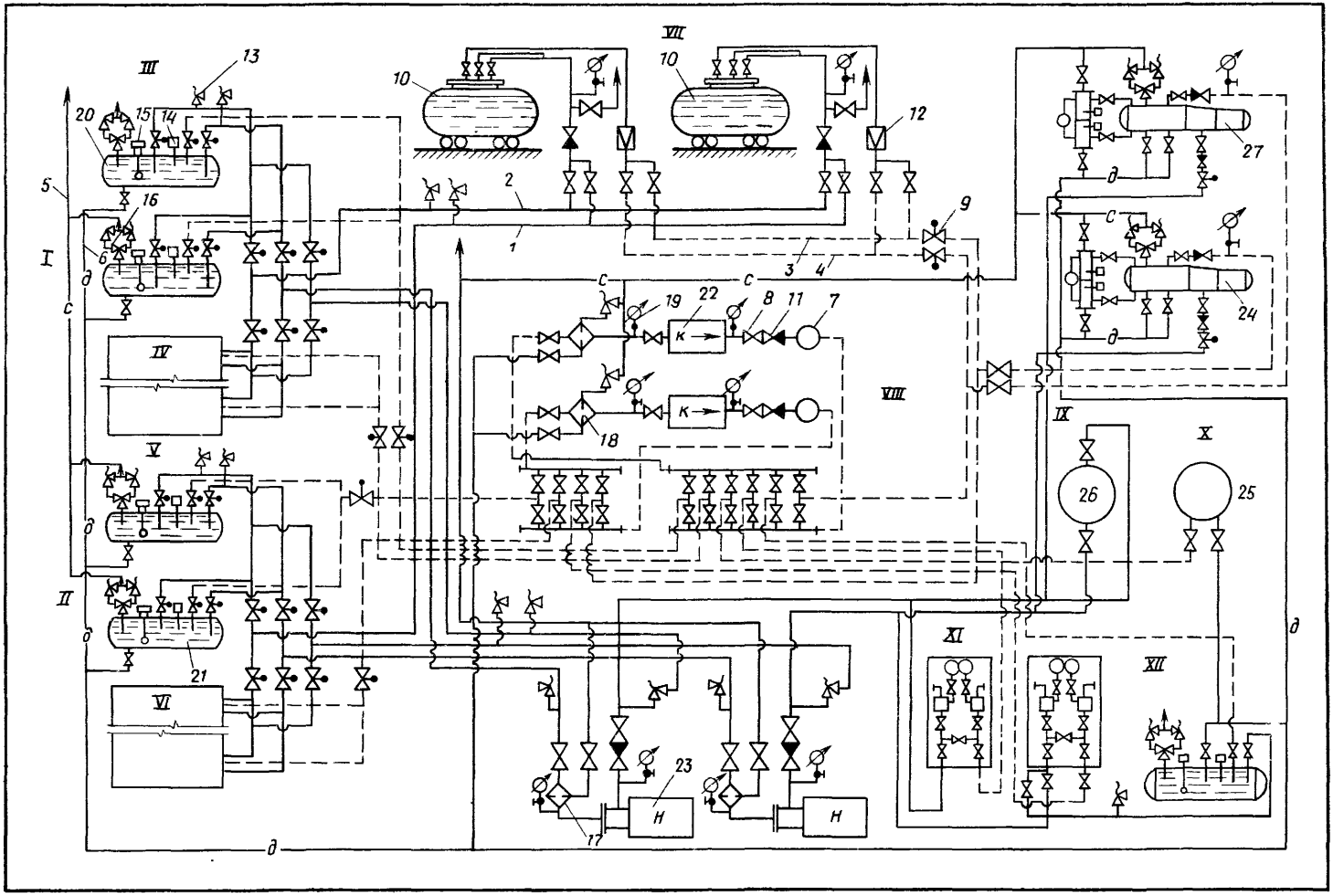

I
II
III
IV
V
VI
VII
VIII
IX
X
XI
XII
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
с
д
к
н

Рис. 13.9. Принципиальная технологическая схема газонаполнительной станции с надземной установкой резервуаров

I — первая группа хранилища (пропан), *II*— вторая группа хранилища (пропан-бутан); *III* и *IV*—подгруппы хранилища пропана, *V* и *VI* — подгруппы хранилища пропан-бутана; *VII* — железнодорожная эстакада; *VIII* — насосно-компрессорный цех с отделением испарителей сжиженного газа, *IX*— наполнительное отделение; *X*— сливное отделение; *XI* — наполнительные колонки; *XII*— резервуар для слива неиспарившихся остатков сжиженного газа и дренажа; *1*— трубопровод жидкой фазы (бутан); *2* — трубопровод жидкой фазы (пропан); *3*— трубопровод паровой фазы (бутан); *4*— трубопровод паровой фазы (пропан); *5*— сбросной газопровод; *6*— дренажный газопровод, *7*— маслоотделитель; *8*— вентиль, задвижка; *9*— задвижка с электрическим приводом; *10*— железнодорожная цистерна; *11*— обратный клапан; *12*— скоростной клапан, *13*— предохранительный клапан; *14*— сигнализатор уровня; *15*— поплавковый указатель уровня; *16*— трехходовой кран, *17*— фильтр; *18*— конденсатосборник; *19*— манометр; *20*— резервуар первой группы хранилища (пропан); *21*— резервуар второй группы хранилища (пропан-бутан); *22*— компрессор; *23* — центробежный герметичный насос; *24*— испаритель; *25*— пост слива баллонов; *26*— пост наполнения баллонов; *27* — испаритель

←

не показаны резервные агрегаты, а количество испарителей и насосов уменьшено. Это позволило упростить схему и ярче представить основы технологии ГНС.

13.3. Установки сжиженных углеводородных газов у потребителей

Для снабжения сжиженным газом отдельных потребителей широко используются газобаллонные установки состоящие из одного или двух баллонов, наполненных сжиженным газом; регулятора, снижающего давление паров сжиженного газа до 3...4 кПа; предохранительных клапанов; запорных вентилей и соединительных трубопроводов. Баллоны, рассчитанные на рабочее давление 1,6 МПа, изготовляют из стали. Вместимость баллонов изменяется от 0,9 до 50 л.

В настоящее время в газовых хозяйствах находятся в эксплуатации портативные баллоны вместимостью 0,9; 5 и 12 л. Доставляют эти баллоны и подключают их к газовым приборам сами потребители. Транспортабельные баллоны имеют вместимость 27 и 50 л. В качестве запорного устройства у баллонов вместимостью от 0,9 до 27 л используют самозапирающиеся клапаны, которые ввертывают в горловину баллона. Горловины баллонов вместимостью 50 л оборудуют угловыми вентилями. Баллоны вместимостью 5, 12 и 27 л выпускают с защитными воротниками, а баллоны вместимостью 50 л — с защитными колпаками. Портативные баллоны вместимостью более 5 л присоединяют к газовой плите через регулятор давления и устанавливают рядом с плитой. Промышленность выпускает специальные трехконфорочные плиты, имеющие духовой шкаф и встроенный баллон вместимостью 27 л.

Газобаллонные установки размещают внутри здания и вне его. Установки с одним баллоном располагают в помещении, где потребляется газ, на расстоянии не менее 1 м от плиты, радиаторов отопления или печи. Их размещают в помещениях, где по правилам безопасности допускают установку газовых плит. Достоинством газобаллонных установок, располагаемых в помещениях, являются их простота и высокая производительность. Баллон в любое время года имеет температуру около 20°С, обеспечивающую интенсивное испарение сжиженного газа. Установлено, что баллон вместимостью 50 л обеспечивает одновременную работу четырехконфорочной плиты и емкостного водонагревателя или разновременную работу той же плиты и проточного водонагревателя. Недостатком такой установки являются наличие в здании сосудов с горючим веществом и неудобство эксплуатации, заключающееся в переносе и присоединении баллонов.

Баллоны перевозят в грузовых автомобилях, оборудованных специальными приспособлениями. Сжиженный

газ обладает большим коэффициентом объемного расширения. Коэффициент объемного расширения пропана в 16 раз превышает коэффициент объемного расширения воды. Поэтому наполнять жидкостью весь объем резервуара нельзя. В противном случае при повышении температуры и увеличении давления его стенки могут разорваться. Во избежание этого над поверхностью жидкости в резервуаре предусматривают паровую подушку и заполняют резервуар на 80—90 %. Степень заполнения лимитируется в зависимости от плотности сжиженного газа и района его применения.

Газобаллоннные установки, располагаемые вне здания, состоят из двух баллонов, помещенных в металлическом шкафу. Их применяют для газоснабжения одноквартирных домов. При эксплуатации газ отбирают из одного баллона, а второй находится в резерве. В шкафу устанавливают один регулятор давления на два баллона с вмонтированным предохранительным клапаном. Регулятор присоединяют к вентилю баллона медными или латунными трубками и накидными гайками. Газ поступает из регулятора к приборам по стальным трубам, обычно вводимым через наружную стену непосредственно в помещение, где используется газ. Шкаф с баллонами устанавливают у стены здания, желательно с северной стороны. Наружные газопроводы прокладывают на высоте 2,5 м от поверхности земли и выше. Они не должны пересекать оконных и дверных проемов и должны быть надежно закреплены. Внутриквартирные газопроводы прокладывают в соответствии с общими правилами.

Достоинством установки баллонов вне здания является большая безопасность, недостатками — малая интенсивность испарения сжиженного газа в зимние дни и более высокая стоимость. Для сокращения металловложений шкаф можно заменить специальным защитным кожухом, закрывающим вентили баллонов и регулятор давления. Такую установку допускают на огражденных территориях. По опытным данным, один баллон с техническим пропаном вместимостью 50 л при установке вне здания в средней полосе СССР в зимнее время обеспечивает работу одной 4-конфорочной плиты или водонагревателя с тепловой нагрузкой 11,63 кВт.

Групповые установки, состоящие из нескольких баллонов, размещают в металлическом шкафу и применяют для газоснабжения отдельных жилых зданий. Суммарная вместимость баллонов не должна превышать 600 л при расположении их у глухих несгораемых стен и 1000 л при размещении баллонов вне здания на расстояниях, которые в зависимости от степени огнестойкости зданий изменяются от 8 до 25 м. Каждую групповую установку оборудуют регулятором давления, предохранительным клапаном, манометром и запорной арматурой.

Расчетную испаряемость газа из баллона вместимостью 50 л при использовании его для газоснабжения жилого дома принимают равной 0,25 $м^3$/ч (при 0 °С и 101,3 кПа). Эта величина учитывает периодичность работы газовых приборов.

Для снабжения сжиженным газом многоэтажных жилых домов или групп зданий применяют групповые установки, состоящие из двух и более подземных резервуаров.

Максимальное количество сжиженного газа в одной групповой установке не должно превышать при подземном хранении 300 $м^3$, при надземном —5 $м^3$. Расстояние от резервуаров до жилых, общественных и коммунально-бытовых зданий устанавливают в зависимости от геометрического объема резервуаров и степени огнестойкости зданий. Оно колеблется в пределах 8...25 м. Расстояния от резервуаров до подземных сооружений изменяются от 2 до 5 м. Групповые газобаллонные установки размещают вблизи потребителей газа на площадках, имеющих удобный подъезд для автотранспорта. Резервуары устанавливают под землей на фундаментах и покрывают усиленной

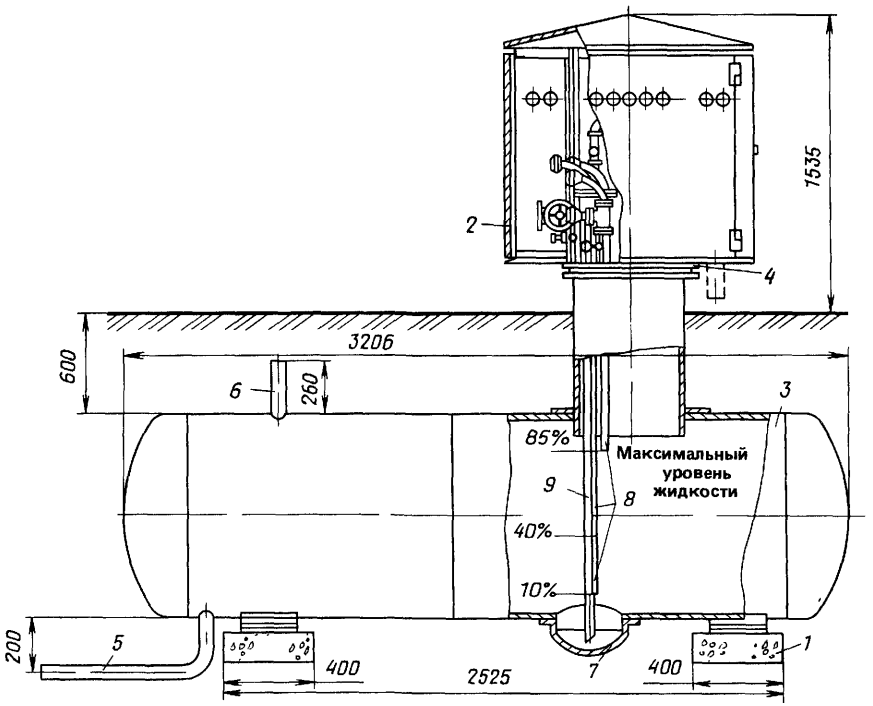


Рис. 13.10. Подземный резервуар емкостью 2,1 м³ с головкой для работы без испарителя
1— фундамент, *2*— защитный кожух, *3*— подземный резервуар с рабочим объемом 2,1 м³, *4*— головка подземного резервуара для работы без испарителя, *5, 6*— трубы для объединения жидких и паровых фаз резервуаров, *7*— днище карман, *8* — уровнемерные трубки, *9* — трубка для опорожнения резервуара

или весьма усиленной противокоррозионной изоляцией.

На рис. 13.10 показан подземный резервуар газобаллонной установки вместимостью 2,1 м³ (его геометрическая емкость равна 2,5 м³), рассчитанный на рабочее давление 1 МПа. Резервуар оборудован головкой для работы без испарителя. Пары сжиженного газа выходят из него, проходят через регулятор, который снижает давление до низкого, и по подземным газопроводам поступают во внутридомовые газопроводы. Теплота, необходимая для испарения жидкости, поступает от грунта через стенки резервуара. Недостаточно интенсивный подвод теплоты обуславливает и низкие производительности групповых установок рассматриваемого типа. При интенсивном отборе газа температура в резервуаре понизится, давление его уменьшится и может наступить перебой в газоснабжении.

Подземный резервуар заполняют сжиженным газом из автоцистерны через наполнительный шланг, который присоединен к узлу *3* (рис. 13.11). Паровые фазы при наполнении соединяются через узел *2*. Количество жидкости в резервуаре контролируется уровнемерными трубками *8* (см. рис. 13.10), которые измеряют степень заполнения его на 10, 40 и 85% (85%-ное заполнение резервуара определяет предельный уровень). Для опорожнения резервуара предусмотрена труба *9*.

После заполнения подземной цистерны сжиженный газ из резино-

тканевого шланга автоцистерны сбрасывается по трубе *15* (см. рис. 13.11) в расходный газопровод. Давление газа в резервуаре контролируется манометром *12*. Для предотвращения повышения давления выше допустимого значения на головке устанавливается пружинный предохранительный клапан *11*. Пары сжиженного газа выходят из резервуара по трубе *9*, проходят через предохранительно-запорный клапан ПКК-40, который отключает подачу газа в сеть при недопустимом увеличении давления после регулятора, и через регулятор давления РД-32 поступают в расходный газопровод *10*. Давление в газовой сети контролируется манометром, который присоединяется через лабораторный кран *17*. Головка резервуара с арматурой защищена кожухом.

Групповые установки состоят из двух или нескольких подземных резервуаров. При двух резервуарах каждый из них оборудуется головкой с арматурным узлом; соединяются резервуары только по паровой фазе и могут подавать газ в сеть как совместно, так и раздельно. При трех резервуарах два из них объединяют в один блок. Резервуары в блоке соединены трубопроводами паровой и жидкостной фаз и оборудованы одной головкой с арматурой. Третий резервуар объединен с блоком только по паровой фазе, поэтому может работать как совместно с блоком, так и раздельно. Такой принцип объединения резервуаров позволяет производить их профилактический ремонт без прекращения подачи газа потребителям.

Групповая резервуарная установка, состоящая из трех резервуаров, показана на рис. 13.12. Групповые установки с испарением жидкости внутри резервуара за счет теплоты грунта или воздуха с отбором паровой фазы имеют ряд недостатков. Они работают с малой интенсивностью отбора пара, поэтому повышение производительности установки может быть достигнуто за счет увеличения ее вместимости, что неэкономично. Кроме того, в паровом пространстве содержится

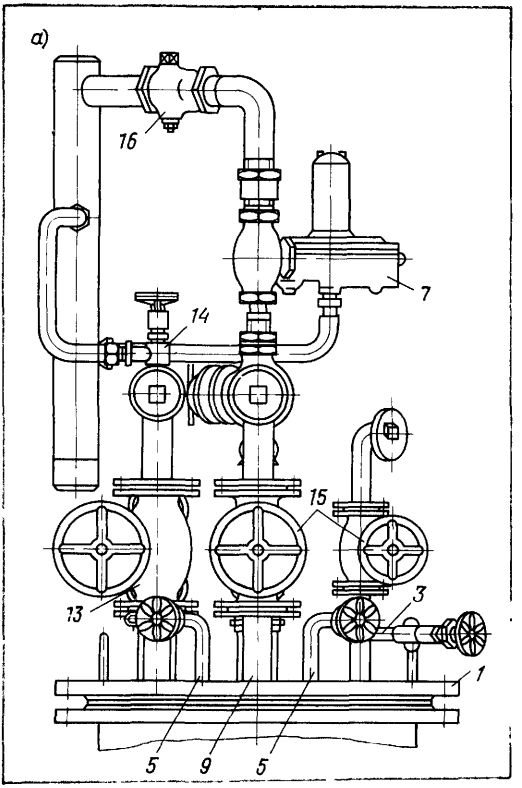
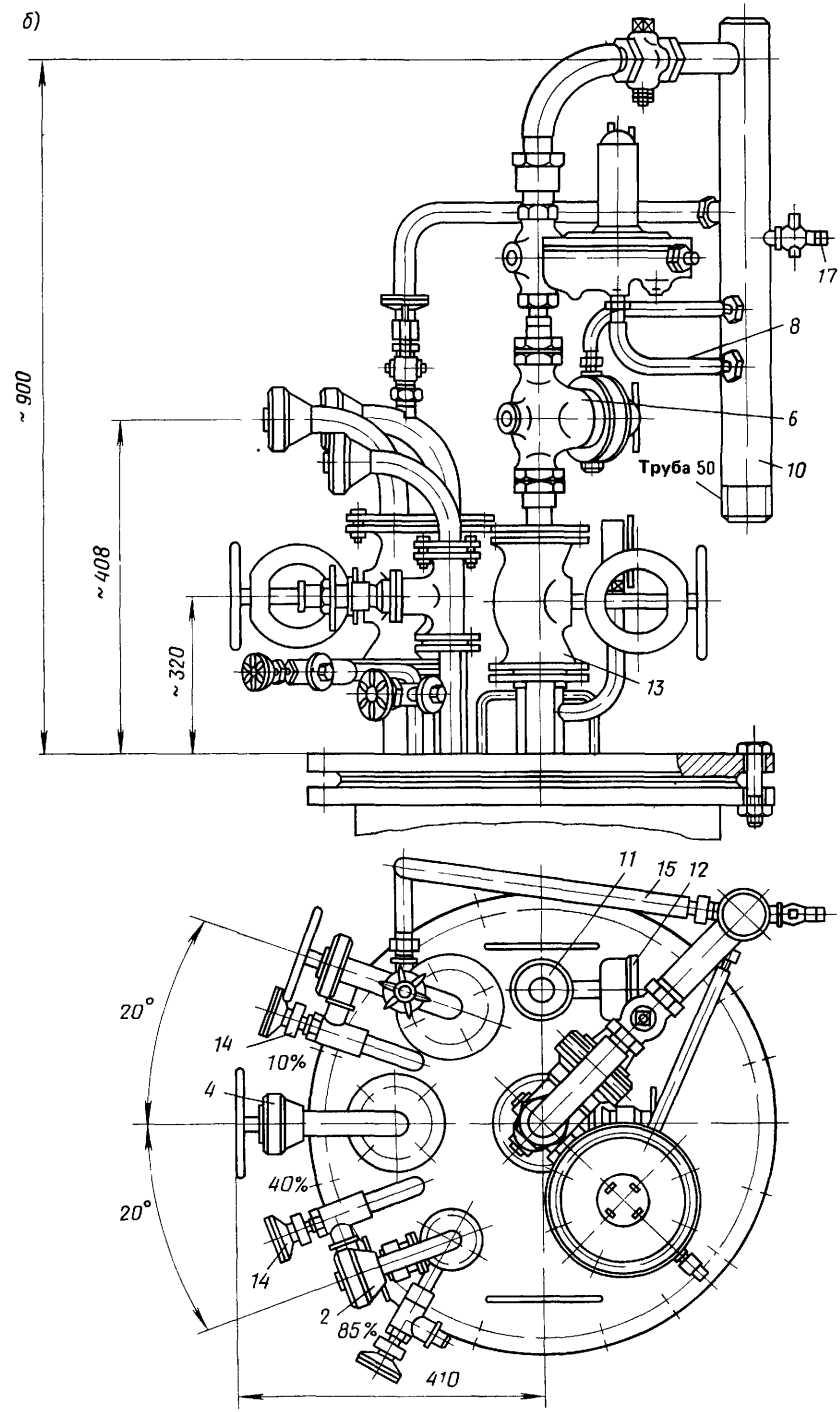


Рис. 13.11. Оборудование головки подземного резервуара
а — вид спереди, *б* — вид сбоку и план, *1*— фланец головки, *2*— узел для присоединения парового шланга, *3*— узел для присоединения наполнительного шланга, *4*— узел для присоединения дренажного шланга при сливе остатков, *5*— уровнемерные трубки, *6*— предохранительно-запорный клапан, *7*— регулятор давления РД, *8*— импульсная трубка регулятора, *9*— трубка высокого давления паровой фазы, *10*— труба для присоединения расходного газопровода, *11*— пружинный предохранительный клапан высокого давления, *12*— манометр, *13*— вентили запорные, *14*— вентили запорные угловые, *15*—труба для сброса сжиженного газа из резинотканевого шланга автоцистерны после заполнения резервуара, *16*– пробочный кран натяжной, *17*— лабораторный кран

больше низкокипящих компонентов, поэтому теплота сгорания паровой фазы ниже теплоты сгорания жидкой фазы, и притом ее значение непрерывно изменяется. В резервуаре будут накапливаться более тяжелые углеводороды (бутаны и пентаны). В связи с изменением состава газа ухудшается работа газовых горелок.


б)
~ 900
~ 408
~ 320
17
8
6
Труба 50
10
13
11
15
12
20°
14
10%
4
40%
20°
14
2
85%
410

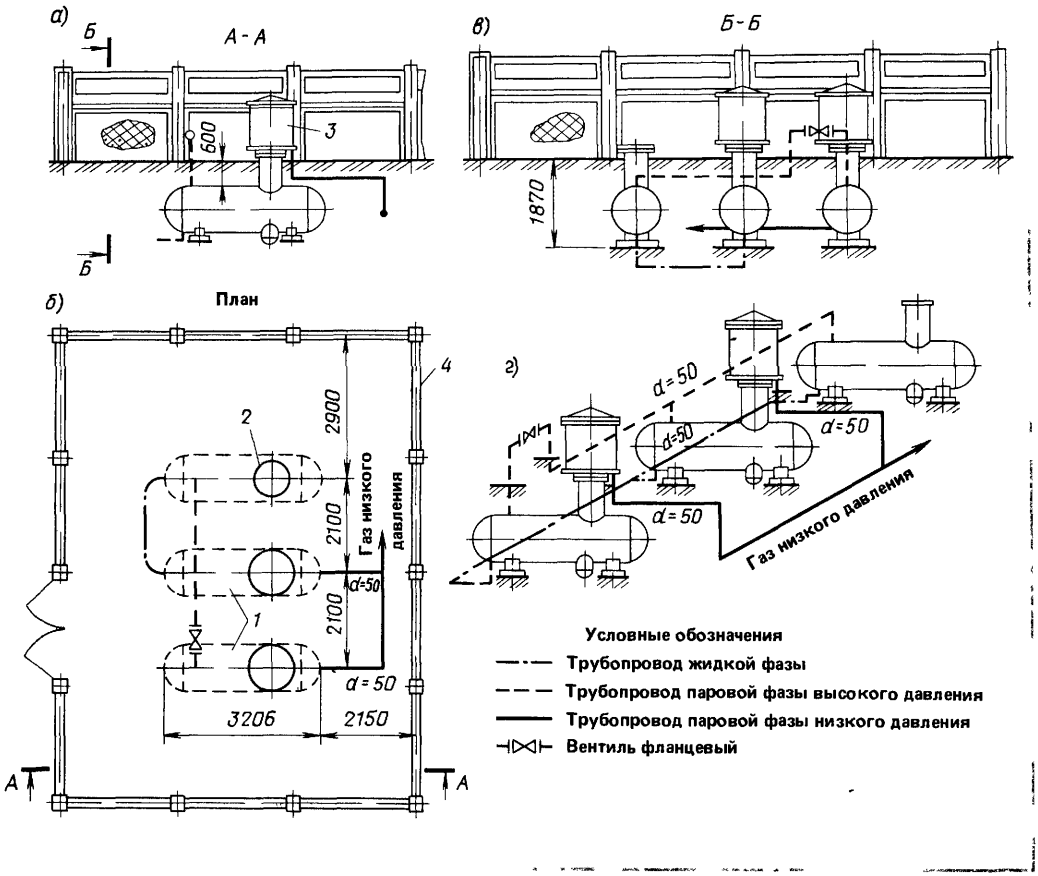


Рис. 13.12 Групповая установка трех подземных резервуаров
а — разрез по *А—А*, *б* — план, *в* — разрез по *Б—Б*, *г* — схема, *1*— подземный резервуар объемом 2,1 м^3 с головкой редуцирования, *2*—подземный резервуар объемом 2,1 м^3, *3*— головка редуцирования в кожухе, *4*— ограда

Отмеченные недостатки устранены в установках сжиженного газа, работающих с испарением жидкости в специальных теплообменниках, обогреваемых горячей водой В этом случае из резервуара отбирается жидкая фаза, которая поступает в испаритель. В результате нагрева жидкость испаряется и образовавшийся пар подается потребителям.

Схема испарительного отделения групповой установки приведена на рис. 13.13. Сжиженный газ из подземного резервуара под давлением собственных паров по трубопроводу *1* поступает в испаритель *2*, соприкасается с поверхностью змеевика, в который подается горячая вода с температурой 80 °С, и испаряется. Пары сжиженного газа выходят сверху из испарителя и по газопроводу (паропроводу) высокого давления *3* поступают в ресивер *4*. После ресивера газ проходит через узел регулирования, где его давление снижается до низкого. Здесь газ последовательно проходит через предохранительный запорный клапан *6*, регулятор давления *7* и по газопроводу *8* поступает в газовую сеть. На газопроводе низкого давления установлен мембранно-пружинный сбросной клапан *9*. На подводящем трубопроводе жидкой фазы и на испарителе имеются предохранительные пружинные сбросные клапаны

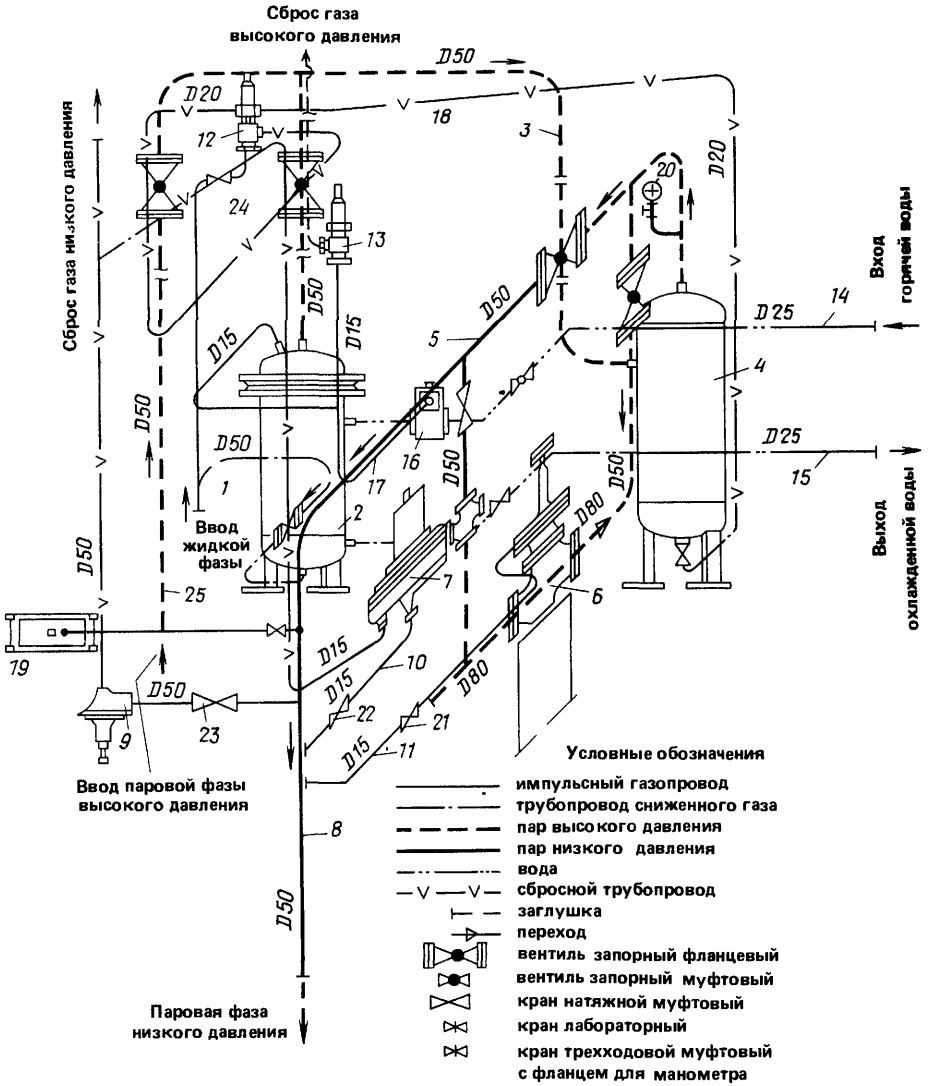


Рис. 13.13 Схема испарительного отделения групповой установки

1— трубопровод жидкой фазы, *2*— испаритель, *3*— газопровод (паропровод) высокого давления, *4*— ресивер, *5*— обводной газопровод, *6*— предохранительно-запорный клапан, *7*— регулятор давления РД, *8*— расходный газопровод низкого давления, *9*— мембранно пружинный сбросной клапан, *10*— импульсная линия к регулятору давления, *11*— импульсная линия к предохранительно запорному клапану, *12*, *13*—предохранительные сбросные пружинные клапаны, *14*— трубопровод горячей воды, *15*— трубопровод охлажденной воды, *16*— предохранительный запорный клапан на линии горячей воды, *17*— импульсная линия к клапану, *18*— сбросной газопровод, *19*— напоромер для измерения давления в газопроводе низкого давления, *20*— манометр, *21—24*— краны (они должны быть запломбированы в *открытом положении*), *25*— газопровод для подачи паровой фазы высокого давления из подземного резервуара

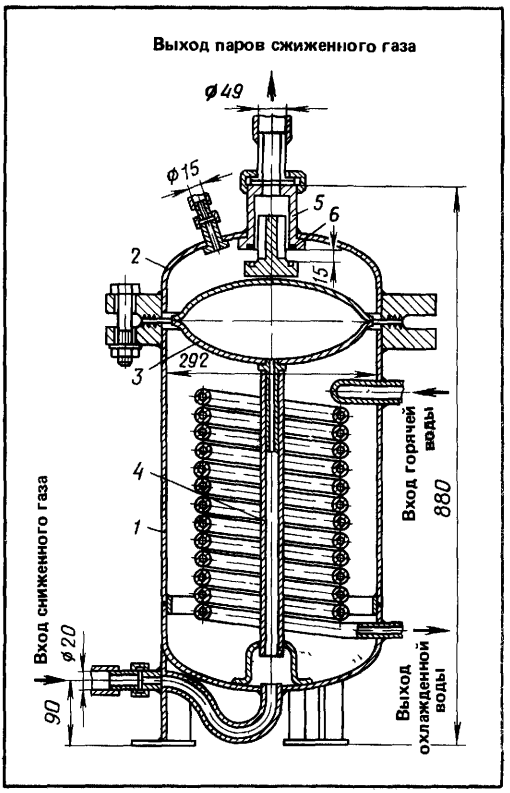


Рис. 13.14. Испаритель сжиженного газа
1— корпус испарителя, *2*— крышка, *3*— поплавок, *4*— направляющая трубка, *5*— клапан, *6*— уплотнительное кольцо из бензомаслостойкой резины

12 и *13*, которые предотвращают повышение давления сверх нормы. На трубопроводе горячей воды установлен предохранительный запорный клапан *16*, который берет импульс от давления паров в испарителе. Если давление в испарителе повышается (несмотря на сброс избытков пара через предохранительный клапан *13*) и достигает предельного значения, то срабатывает клапан *16* и прекращает подачу горячей воды в испаритель. Для контроля давления предусматриваются напоромер *19* и манометр *20*. В летний период испарительная способность подземного резервуара увеличивается и потребители могут быть обеспечены газом без работы испарителя. В этом случае, а также при проведении ремонта испарительной установки из подземного резервуара подается паровая фаза по газопроводу *25* в ресивер и далее в узел регулирования давления газа.

Испаритель сжиженного газа Мосгазпроекта (рис. 13.14) представляет собой цилиндрический резервуар, в котором расположен змеевик. Производительность испарителя 50 $м^3$/ч газа при нормальных условиях. Уровень жидкости в испарителе зависит от потребления газа. При увеличении потребления газа давление в испарителе уменьшается, в результате чего уровень жидкости повышается и поверхность змеевика, соприкасающаяся с жидкой фазой, увеличивается, что приводит к повышению производительности испарителя. При уменьшении отбора газа давление в испарителе увеличивается, уровень жидкости снижается и производительность испарителя уменьшается. Таким образом, производительность испарителя автоматически устанавливается в соответствии с потреблением газа. При прекращении потребления газа давление в испарителе увеличится, превысит давление в подземном резервуаре и жидкость стечет в резервуар. В случае падения давления паров в испарителе в результате прекращения подачи теплоносителя или при резком возрастании расхода газа уровень жидкости повысится, поплавок *3* поднимется и закроет клапан *5*, предотвратив попадание жидкой фазы в газопровод и приборы, установленные за испарителем.

Подземный резервуар, предназначенный для работы с испарителем, оборудован головкой со следующей арматурой: узлами для наполнения, соединения паровых фаз при наполнении и слива сжиженного газа; уровнемерными трубками, контролирующими 10-, 40-и 85%-ное заполнение резервуара; пружинным предохранительным клапаном высокого давления и манометром; узлами для подачи жидкой и паровой фаз в испарительное отделение; запорной арматурой.

Групповая резервуарная установка из трех резервуаров вместимостью 4,2 $м^3$ каждый компонуется с одним

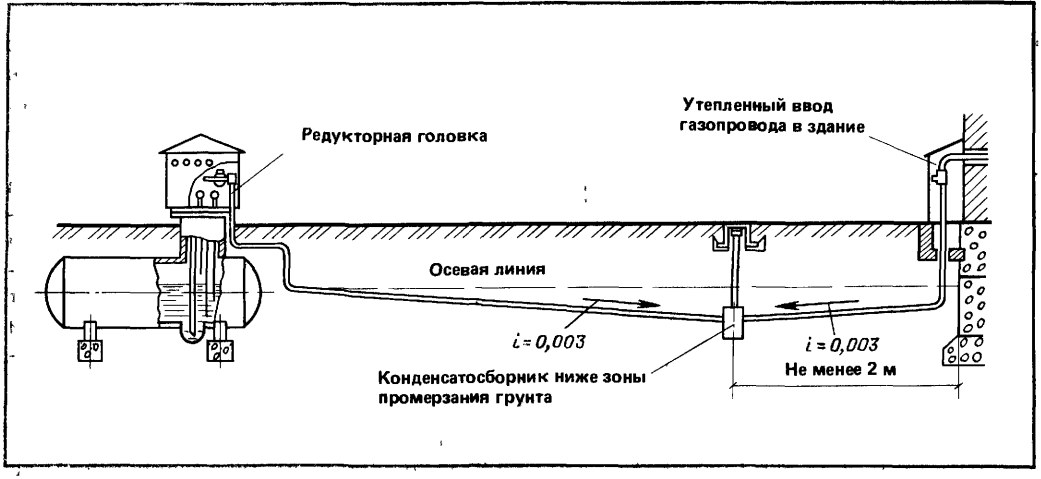


Рис. 13.15. Схема газоснабжения сжиженным газом от резервуарной установки

испарителем. Два резервуара из трех соединены по паровой и жидкой фазам в блок и оборудованы одной арматурной головкой. Испарительное отделение размещается в отдельном здании на расстоянии 10 м и более от групповой установки подземных резервуаров.

Трубопроводы, транспортирующие газ от групповых установок к зданиям, прокладывают в грунте на глубине 1...0,8 м от поверхности. Газопроводы рекомендуется прокладывать с уклоном. В низших точках следует устанавливать сборники конденсата, куда стекают в холодное время года сконденсировавшиеся тяжелые компоненты. Минимальный диаметр подземных газопроводов равен 25 мм, а минимальная толщина стенки —3 мм. Требования к прокладке газопроводов те же, что и в случае использования природных или искусственных газов.

На рис. 13.15 показана схема газоснабжения жилого дома от резервуарной установки с естественным испарением.

Для газоснабжения квартир используют обычные газовые приборы с установкой сопл у горелок, диаметр которых соответствует теплоте сгорания применяемого газа. Номинальное давление газа перед приборами принимают 1,3...2 кПа. Исходя из принятого давления газа и тепловой производительности прибора определяют диаметр сопла горелки.

Интенсивное потребление пропана химической промышленностью страны вызвало определенные осложнения в эксплуатации существующих и в проектировании новых систем газоснабжения на базе СУГ. Они связаны с увеличением доли бутанов в СУГ, поставляемых коммунально-бытовым потребителям. Увеличение содержания бутановой фракции снижает упругость паров смеси и может привести к выпадению конденсата из паровой фазы. Учитывая это, при проектировании следует предусматривать такую установку использования СУГ, которая была бы работоспособна при направляемых составах сжиженного газа, в том числе в холодных районах страны. Области применения различных марок сжиженных газов приведены в ГОСТ 20448—80*.

При температуре грунта в зоне прокладки газопровода, равной 0 °С, упругость насыщенных паров н-бутана практически равна 0,1 МПа, т. е. избыточное давление равно нулю. Бесперебойное транспортирование паров СУГ с повышенным содержанием бутанов обеспечивается созданием смеси паров СУГ с каким-либо нерастворимым в пропан-бутане и неконденсирующимся газом. Для этой цели в наибольшей мере подходит воздух.

Минимальное содержание воздуха в смеси будет определяться заданным давлением смеси (из условий обеспечения парциального давления бутана, исключающего конденсацию паров при температуре окружающей среды). Максимальное содержание воздуха в смеси будет ограничено условием безопасности — содержание газа в газовоздушной смеси должно в 2 раза превышать верхний предел взрываемости газа. Для пропан-бутановой смеси верхний предел взрываемости считают равным 10% (объема).

Использование газовоздушной смеси расширяет географическую зону надежного газоснабжения сжиженными газами, так как температура конденсации паров н-бутана в газовоздушной смеси значительно ниже температуры кондесации н-бутана в пропан-бутановой смеси. Так, при 80%-ном содержании бутана в СУГ выпадение конденсата происходит для пропан-бутановой смеси при давлении $p_{см}=0{,}1043$ МПа при минус 4° С, а для газовоздушной смеси при том же давлении в составе 50% воздуха и 50% паров СУГ — при минус 21 °С.

Весьма эффективным является использование установок получения газовоздушной смеси (УГВС) для покрытия пиковых и аварийных нагрузок, а также как временного источника газоснабжения городов и поселков, которые впоследствии будут присоединены к сетям природного газа. Установка УГВС как аварийный резерв имеет следующие основные преимущества перед другими резервными хозяйствами, например, мазутными: а) приготовляемая газовоздушная смесь эквивалентна по своим теплотехническим свойствам заменяемому газу, и поэтому переход с одного вида топлива на другой не требует переналадки газогорелочных устройств и мало сказывается на режимах работы тепловых агрегатов; б) быстрота перехода с одного вида газа на другой. Последнее особенно важно для промышленных потребителей.

Под эквивалентностью теплотехнических свойств понимают обеспечение постоянного теплового потока в газоиспользующих агрегатах без переналадки газогорелочных устройств и без изменения режима давления в газовых сетях. Следовательно, если в сеть будет поступать вместо природного газа эквивалентная пропан-бутановоздушная смесь, тогда горелки будут обеспечивать те же тепловые потоки, а давление газа после ГРП будет неизменным. Математически это условие формулируется следующим образом:

$$p_{грп}=\text{const};Q=\text{const},$$

где $p_{грп}$ — давление газа после ГРП, Q — тепловой поток газовой горелки

Будем считать, что движение газа по газопроводу от ГРП и через сопла горелки подчиняется квадратному закону, тогда

$$p_{ГРП}=\varsigma\frac{W_{п\,г}^2}{2}\rho_{п\,г}=\varsigma\frac{W_{см}^2}{2}\rho_{см}, \qquad (13\,9)$$

где ζ — коэффициент гидравлического сопротивления системы $W_{п\,г}$ и $W_{см}$ — скорости природного газа и пропан бутановоздушной смеси, отнесенные к одному и тому же сечению F при нормальных условиях, $\rho_{п\,г}$ и $\rho_{см}$ — плотности природного газа и пропан-бутановоздушной смеси при нормальных условиях

Заменим скорости через тепловые потоки

$$W=Q/(Q_н^c F), \qquad (13.10)$$

где $Q_н^c$ — низшая теплота сгорания сухого состава природного газа или пропан-бутановоздушной смеси

Из уравнений (3.9) и (13.10) получаем:

$$\rho_{п\,г}/\left(Q_{н\,п\,г}^c\right)^2=\rho_{см}/\left(Q_{н\,см}^c\right)^2, \qquad (13\,11)$$

или

$$Q_н/\sqrt{\rho}=\text{const}. \qquad (13.12)$$

Соотношение (13.2) называют числом Воббе.

Из соотношения (13.12) рассчитывают состав газовоздушной смеси. Если к 1 м^3 газа подмешивается объем воздуха $V_в$, м^3, тогда:

$$Q_{н\,см}^c=\frac{Q_{н\,суг}^c}{1+V_в},\quad \rho_{см}=\frac{\rho_{суг}+1{,}29\,V_в}{1+V_в} \qquad (13\,13)$$

Раскрываем уравнение (13.12) для природного газа и смеси сжиженных углеводородных газов (СУГ) с воздухом:

$$\frac{Q^{c}_{н\,п\,г}}{\sqrt{\rho_{п\,г}}}=\frac{Q^{c}_{н\,суг}\sqrt{1+V_{в}}}{(1+V_{в})\sqrt{\rho_{суг}+1{,}29\,V_{в}}}$$

$$\text{или } (1+V_{в})\left(1+\frac{V_{в}}{s_{суг}}\right)=$$

$$=\left(\frac{Q^{c}_{н\,суг}}{Q^{c}_{н\,п\,г}}\right)^{2}\frac{\rho_{п\,г}}{\rho_{суг}}, \qquad (13\,14)$$

где $s_{суг}=\frac{\rho_{суг}}{\rho_{возд}}$ — относительная плотность СУГ по воздуху

Состав пропан-бутановоздушной смеси рассчитывают по формуле (13.14). Эквивалентная природному газу пропан-бутановоздушная смесь состоит (по объему) примерно из 50% воздуха и 50% паров СУГ.

Все УГВС можно классифицировать по главному признаку — созданию необходимого давления воздуха — на две основные группы: компрессорные установки, в которых воздух сжимается компрессорами или воздуходувками; эжекторные установки, в которых воздух засасывается в смесители из окружающей среды за счет энергии струи газа, вытекающей из сопла, и сжимается в эжекторе. Если на выходе из УГВС необходимо иметь газовоздушную смесь низкого давления, в этом случае наиболее выгодными являются эжекторные установки. При эжекционном способе смешения паров СУГ с воздухом отсутствуют нагнетатели воздуха, не требуется дополнительная энергия для сжатия воздуха Эжекционные смесители просты в изготовлении и надежны в эксплуатации.

Основное требование, которое необходимо выполнить в УГВС,— это создание надежной и в то же время простой в эксплуатации системы автоматического регулирования производительности установки при переменных режимах ее работы и поддерживание постоянных состава и давления газовоздушной смеси. Наиболее сложно решается этот вопрос, когда УГВС используются как основной источник газоснабжения коммунально-бытовых потребителей. Эти потребители используют газ с наибольшей неравномерностью, и нагрузка сети меняется практически от нуля (в ночное время) до максимума

Раздел III.
Использование газа

Глава 14.
Теоретические основы сжигания газа

14.1. Расчет продуктов сгорания

Показатели горения рассчитывают по реакциям горения компонентов горючей смеси. Расчет ведут на 100 м^3 сухого газа, и все объемы относят к нормальным условиям. Результаты расчета сводят в таблицу. Порядок расчета рассмотрим на конкретном примере. Объемный состав сухого газа примем следующий, %: $CH_4=98$; $C_2H_6=0{,}14$; $C_3H_8=0{,}04$; $C_4H_{10}=0{,}02$; $CO_2=0{,}5$; $N_2=1{,}3$. Влагосодержание воздуха $d_в=10$ г/м^3 сухого воздуха, $Q_н^c=35\,235$ кДж/м^3, $\rho^c=0{,}73$ кг/м^3. Рассчитываем расход воздуха и продуктов полного сгорания при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1{,}1$. Результаты расчета сведены в табл. 14.1. Во второй графе таблицы даны объемные количества компонентов, приходящиеся на 100 м^3 газа. В третьей графе показаны стехиометрические уравнения реакций горения. Продукты горения газа сначала рассчитываем при теоретическом количестве воздуха ($\alpha=1$), а затем определяем избыточный воздух. При расчете расхода воздуха учитываем, что соотношение между азотом и кислородом равно:

$$N_2/O_2=79/21=3{,}76,$$

а балластные газы CO_2 и N_2 переходят в продукты сгорания без изменения. Если горючий газ содержит кислород, то его объем и соответствующее количество азота нужно вычесть из объема воздуха, расходуемого на горение. Теоретическое количество воздуха показано в итоге шестой графы табл. 14.1, оно равно 935,9 м^3 на 100 м^3 газа или $V_0=9{,}35$ м^3/м^3. Количество избыточного воздуха 936 $(1{,}1-1)=93{,}6$. Объем влаги, внесенной с воздухом, составит $(10\cdot935{,}9)/(1000\cdot0{,}80)=11{,}65$ м^3 (0,804 кг/м^3 — плотность водяного пара при нормальных условиях). Объем воздуха при $\alpha=1{,}1$ составит: $V_в=10{,}3$ м^3/м^3. Объем влажных продуктов сгорания при $\alpha=1{,}1$ будет равен: $V_г=11{,}4$ м^3/м^3. Объем водяных паров $V_{в\,п}=2{,}1$ м^3/м^3. Объем сухих продуктов сгорания $V_{с\,г}=V_г-V_{в\,п}=11{,}4-2{,}1=9{,}3$ м^3/м^3.

Состав влажных продуктов сгорания, %:

$$CO_2=\frac{98{,}98}{1143{,}46}\,100=8{,}62,$$

$$H_2O=\frac{209{,}5}{1143{,}46}\,100=18{,}3,$$

$$O_2=\frac{19{,}7}{1143{,}46}\,100=1{,}72,$$

$$N_2=100-(CO_2+H_2O+O_2)=71{,}36$$

14.2. Определение температуры сгорания

Под калориметрической температурой сгорания понимают температуру, до которой нагрелись бы продукты полного сгорания, если бы вся теплота топлива и воздуха пошла на их нагревание. Запишем уравнение тепло-

Таблица 14 1 **Результаты расчета показателей горения газа**

Компонент	Количество компонента м³/100 м³ газа	Уравнения реакции горения	Расход воздуха, м³			Выход продуктов горения, м³				
			O_2	N_2	Итого	CO_2	H_2O	N_2	O_2	Итого
CH_4	98	$CH_4+2O_2=CO_2+2H_2O$	196	737	—	98	196	737	—	—
C_2H_6	0,14	$C_2H_6+3,5O_2=2CO_2+3H_2O$	0,49	1,84	—	0,28	0,42	1,84	—	—
C_3H_8	0,04	$C_3H_8+5O_2=3CO_2+4H_2O$	0,2	0,75	—	0,12	0,16	0,75	—	—
C_4H_{10}	0,02	$C_4H_{10}+6,5O_2=4CO_2+5H_2O$	0,13	0,49	—	0,08	0,1	0,49		
CO	—	$CO+0,5O_2=CO_2$	—	—	—	—	—	—	—	—
H_2	—	$H_2+0,5O_2=H_2O$	—	—	—	—	—	—	—	—
CO_2	0,5	—	—	—	—	0,5	—	—	—	—
N_2	1,3	—	—	—	—	—	—	1,3	—	—
O_2	—	—								
Итого	100	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Влага газа	—	—	—	—	—	—	0	—	—	—
Влага воздуха	—	—	—	—	—	—	11,65	—	—	—
Итого при теоретическом сгорании ($\alpha=1$)	—	—	196,82	739,08	935,9	98,98	208,33	741,38	0	1048,69
Количество избыточного воздуха	—	—	19,7	73,9	93,6	—	—	73,9	19,7	—
Дополнительное количество влаги с избыточным воздухом	—	—	—	—	—	—	1,17	—	—	—
Итого при сгорании с избытком воздуха ($\alpha=1,1$)	—	—	216,52	812,98	1029,5	98,98	209,5	815,28	19,7	1143,46

вого баланса. В левую часть уравнения войдет теплота, введенная с топливом и воздухом в топку, в правую часть — энтальпия газов

$$Q_н^р + I_т + I_в = I_к,$$

где $Q_н^р$ — низшая теплота сгорания газообразного топлива, кДж/м^3; $I_т$ и $I_в$ — физическая теплота топлива и воздуха, отнесенная к 1 м^3 газообразного топлива, кДж/м^3; $I_к$ — энтальпия дымовых газов при калометрической температуре сгорания $t_к$, ° С, отнесенная к 1 м^3 газообразного топлива, кДж/м^3.

В развернутом виде и решенное относительно калориметрической температуры сгорания уравнение имеет вид

$$t_к = \frac{Q_н^р + t_т \sum V_т c_т + \alpha V_0 c_в t_в}{V_{N_2} c_{N_2} + V_{O_2} c_{CO_2} + V_{CO_2} + V_{H_2O} c_{H_2O}},$$

где $t_к$ — калориметрическая температура сгорания, ° С; $t_т$ и t_0 — температуры газообразного топлива и воздуха, ° С; $V_т$ — объемные доли компонентов газообразного топлива, м^3/м^3; V_{N_2}, V_{O_2}, V_{CO_2}, V_{H_2O} — объемы продуктов сгорания N_2, O_2, CO_2 и H_2O в м^3, отнесенные к 1 м^3 сжигаемого газа; $c_т$ — средние объемные теплоемкости компонентов газообразного топлива при постоянном давлении, кДж/(м^3·град); $c_в$, c_{N_2}, c_{O_2}, c_{H_2O} — средние объемные теплоемкости воздуха, N_2, O_2, CO_2, H_2O при постоянном давлении, кДж/(м^3·град).

Значения средних объемных теплоемкостей газов приведены в табл. 14.2 и 14.3.

Калориметрическую температуру сгорания находят методом последовательных приближений, так как величины теплоемкости, входящие в уравнение, зависят от температуры.

Пример 14.1. Определить калориметрическую температуру сгорания природного газа следующего состава, %: CN_4=98; C_2H_6==0,14; C_3H_8=0,04; C_4H_{10}=0,02; CO_2=0,5; N_2=1,3. Температуру газа и воздуха, поступающих в топку, принять равной 25° С. Состав продуктов сгорания и теплоту сгорания газа взять из табл. 14.1.

Решение. 1. Определяем теплоту, вносимую в топку топливом и воздухом.

$$I_т = t_т \sum V_т c_т = t_т (V_{CH_4} c_{CH_4} +$$

Таблица 14.2. **Средние объемные теплоемкости газов c'_{pm}, кДж/(м^3·град), при постоянном давлении**

Температура, °С	Теплоемкость c'_{pm}, кДж/(м^3·град)				
	N_2	O_2	Воздуха	CO_2	H_2O
0	1,2988	1,3059	1,2971	1,5999	1,4943
100	1,3005	1,3177	1,3005	1,7003	1,5052
200	1,3038	1,3352	1,3072	1,7874	1,5224
300	1,3109	1,3562	1,3172	1,8628	1,5425
400	1,3206	1,3775	1,329	1,9298	1,5655
500	1,3323	1,398	1,3428	1,9888	1,5898
600	1,3453	1,4169	1,3566	2,0412	1,6149
700	1,3587	1,4345	1,3708	2,0885	1,6413
800	1,3717	1,45	1,3842	2,1312	1,6681
900	1,3846	1,4646	1,3976	2,1693	1,6957
1000	1,3972	1,4776	1,4098	2,2036	1,723
1100	1,4089	1,4893	1,4215	2,235	1,7506
1200	1,4202	1,5006	1,4328	2,2639	1,777
1300	1,4307	1,5107	1,4433	2,2899	1,8029
1400	1,4407	1,5203	1,4529	2,3137	1,828
1500	1,45	1,5295	1,4621	2,3355	1,8527
1600	1,4588	1,5379	1,4709	2,3552	1,8762
1700	1,4671	1,5463	1,4788	2,3744	1,8996
1800	1,4747	1,5542	1,4868	2,3916	1,9214
1900	1,4822	1,5618	1,4939	2,4075	1,9423
2000	1,4889	1,5693	1,501	2,4222	1,9629
2100	1,4956	1,576	1,5073	2,436	1,9825
2200	1,5019	1,5831	1,5136	2,4486	2,001
2300	1,5073	1,5898	1,5195	2,4606	2,019
2400	1,5128	1,5965	1,5253	2,4712	2,0366
2500	1,5178	1,6028	1,5303	2,4812	2,0529

Таблица 14.3. **Средние объемные теплоемкости газов c'_{pm}, кДж/(м³·град), при постоянном давлении**

Температура, °С	Теплоемкость c'_{pm}, кДж/(м³·град)					
	H_2	CO	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}
0	1,2766	1,2992	1,55	2,4192	3,0486	4,1284
100	1,2909	1,3017	1,6421	2,495	3,51	4,7054
200	1,2971	1,3072	1,759	2,7747	3,9655	5,2564
300	1,2992	1,3168	1,8862	3,0444	4,3691	5,7722
400	1,3022	1,329	2,0156	3,3086	4,7598	6,2671
500	1,3051	1,3428	2,1404	3,5527	5,0939	6,6892
600	1,308	1,3574	2,271	3,7779	5,4322	7,115
700	1,3122	1,3721	2,377	3,9864	5,7236	7,4851
800	1,3168	1,3863	2,4942	4,1811	5,9887	7,8083
900	1,3227	1,3997	2,6026	4,362	6,2315	8,1144
1000	1,329	1,4127	2,6994	4,5295	6,4614	8,4041
1100	1,3361	1,4248	2,7864	4,684	6,6778	8,6788
1200	1,3432	1,4361	2,8631	4,8255	6,8818	8,9384

$$+V_{C_2H_6}c_{C_2H_6}+V_{C_3H_8}c_{C_3H_8}+$$
$$+V_{C_4H_{10}}c_{C_4H_{10}}+V_{CO_2}c_{CO_2}+V_{N_2}c_{N_2})=$$
$$=25\,(0{,}98\cdot1{,}573+0{,}0014\cdot2{,}4381+$$
$$+0{,}0004\cdot3{,}1637+0{,}0002\cdot4{,}2728+$$
$$+0{,}005\cdot1{,}625+0{,}013\cdot1{,}2992)=$$
$$=25\cdot1{,}572=39\ \text{кДж/м}^3;$$
$$I_в=\alpha V_0 c_в t_в=1{,}1\cdot10{,}3\cdot1{,}2976=$$
$$=366{,}4\ \text{кДж/м}^3;\quad Q^c_н+I_т+I_в=$$
$$=35\,235+39+366{,}4=35\,640\ \text{кДж/м}^3.$$

В расчетах принято значение $Q^c_н$, так как используют сухой газ. Как следует из расчета, физическая теплота воздуха и газа составляет весьма малую величину по сравнению с величиной $Q^c_н$. Эти составляющие будут иметь существенное значение при подогреве газа и воздуха.

2. Определяем калориметрическую температуру сгорания природного газа. Задается $t_к=1890$ °С. Находим удельные теплоемкости газов по табл. 14.2 $c_{N_2}=1{,}4814$; $c_{O_2}=1{,}5609$; $c_{CO_2}=2{,}4058$; $c_{H_2O}=1{,}9402$.

Объем продуктов сгорания составляет:

$$V_{N_2}=8{,}153;\ V_{O_2}=0{,}197;$$
$$V_{CO_2}=0{,}9898;\ V_{H_2O}=2{,}095;$$
$$t_к=\frac{35\,640}{8{,}153\cdot1{,}4814+0{,}197\cdot1{,}5609+}$$
$$\frac{}{+0{,}9898\cdot2{,}4058+2{,}095\cdot1{,}9402}=\frac{35\,640}{18{,}8313}=$$
$$=1890\ °С.$$

Полученная температура совпадает с принятой, поэтому пересчета не производим.

Теоретической температурой сгорания является температура, до которой нагрелись бы продукты горения, если бы на их нагрев затрачивалась не вся теплота, внесенная в топку, а теплота за вычетом потерь от химической неполноты сгорания и потерь теплоты до диссоциации газов. В этом случае расчетная формула принимает следующий вид:

$$t_т=\frac{Q^р_н-Q_{х\,н}+t_т\sum V_т c_т+\alpha V_0 c_в t_в}{\sum V_г c_г},$$

где $Q_{х\,н}=\frac{q_{х\,н}}{100}Q^р_н$ — химическая неполнота сгорания, включая потери теплоты от диссоциации газов, кДж/м³; $q_{х\,н}$ — эти же потери, отнесенные к низшей теплоте сгорания газов, %; $\Sigma V_г c_г$ — произведение объемов продуктов сгорания на их средние теплоемкости.

При сжигании газа под котлами и для большинства случаев сжигания газа в промышленных печах диссоциацию CO_2 и H_2O можно не принимать во внимание, так как при температурах до 1500 °С диссоциирует ничтожно малая доля продуктов сгорания. При высоких температурах в печах (1800...2000° С) диссоциацию газов следует учитывать. Для приближенного учета диссоциации продуктов сгорания можно использовать график (рис. 14.1), где по оси ординат отложены относительные количества CO_2 и H_2O в дымовых газах, подвергшиеся диссоциации, а по оси абсцисс — температура.

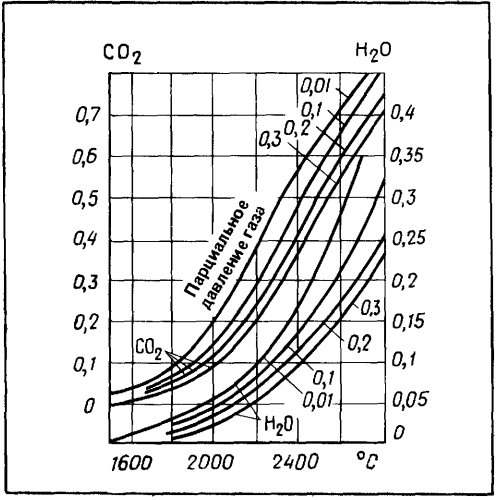


Рис. 14.1. Зависимость степени диссоциации CO_2 и H_2O от температуры и парциального давления

14.3. Скорость химических реакций

В зависимости от количества атомов или молекул, вступающих в соединение, реакции разделяют по порядку на мономолекулярные, бимолекулярные и тримолекулярные.

В мономолекулярных реакциях (реакция первого порядка) продукты образуются в результате химического превращения отдельной молекулы:

$$A=M+N+...$$

В бимолекурярных реакциях (реакциях второго порядка) происходит взаимодействие между двумя молекулами или атомами или атомом и молекулой

$$A+B=M+N...$$

В тримолекулярных реакциях (реакциях третьего порядка) взаимодействуют три частицы:

$$A+B+C=M+N+...$$

Чем выше порядок реакции, тем медленнее она протекает, так как для ее осуществления необходимо одновременное столкновение нескольких молекул или атомов. Реакции выше третьего порядка не встречаются, ибо одновременное столкновение четырех и более молекул, обладающих достаточной энергией для реакции, маловероятно.

Порядок реакции часто бывает ниже той величины, которая получается по стехиометрическому уравнению. Это объясняется тем, что стехиометрические уравнения в большинстве случаев не вскрывают механизма реакции, а являются лишь уравнениями итогового баланса. В действительности химические реакции протекают в виде целого ряда элементарных реакций между атомами, свободными радикалами (т. е. осколками молекул с ненасыщенными валентностями) и молекулами. В каждой элементарной реакции участвуют не более трех атомов или молекул. В силу этого суммарная зависимость порядка реакции от текущих концентраций исходных веществ часто не соответствует суммарному химическому уравнению. В частности, порядок такой реакции (точнее порядок химического процесса в целом) может быть дробным.

Под скоростью химической реакции понимают изменение концентрации реагирующих веществ C, т. е. количество вновь образовавшегося вещества или уменьшение реагирующего вещества в единице объема в единицу времени. В общем виде мгновенная скорость реакции изображается уравнением

$$W=\pm\frac{dC}{d\tau}$$

Так как вещества реагируют в эквивалентных количествах, то о скорости реакции можно судить по изменению концентрации любого из реагирующих веществ, поэтому в указанном уравнении стоит знак «плюс—минус». Скорость химических реакций зависит от природы реагирующих веществ и условий, в которых они протекают. Важнейшими условиями, влияющими на скорость реакции, являются: концентрация реагирующих веществ, тем-

пература и наличие катализаторов. По закону действующих масс скорость химических реакций пропорциональна произведению концентраций реагирующих веществ. На основании этого закона скорости реакций можно выразить через концентрации реагентов следующим образом:

для мономолекулярной реакции

$$\frac{dC_м}{d\tau} = k_1 C_A;$$

для бимолекулярной реакции

$$\frac{dC_м}{d\tau} = k_2 C_A C_B;$$

для тримолекулярной реакции

$$\frac{dC_м}{d\tau} = k_3 C_A C_B C_C.$$

В этих уравнениях k_i — константы скоростей реакций.

Константа скорости реакции постоянная для данной реакции при данной температуре. Она характеризует природу реагирующих веществ с точки зрения их склонности к взаимодействию. Константа скорости k_i численно равна скорости реакции, когда произведение концентраций реагирующих веществ равно единице.

Реакции, протекающие между газами, называются *гомогенными,* а реакции, протекающие на поверхности твердых тел,— *гетерогенными.* В выражение для скорости гетерогенной реакции входит только концентрация газовой фазы. Например, скорость реакции горения углерода

$$C + O_2 = CO_2$$

определяют так:

$$W = kC_{O_2},$$

где C_{O_2} — концентрация O_2.

По мере исчерпания реагирующих веществ изотермической реакции скорость ее будет непрерывно падать. Изотермическое течение реакции, идущей с выделением теплоты, можно осуществить путем интенсивного теплоотвода из реакционной зоны. Скорость неизотермических реакций в большей степени зависит от температуры, резко возрастая с ее увеличением. Эта зависимость, согласно закону Аррениуса, отражается на константе скорости реакции следующим образом:

$$k = k_0 e^{-\frac{E}{RT}}$$

т. е. скорость реакции экспоненциально связана с температурой.

В уравнении приняты следующие обозначения: k_0 — множитель, который в первом приближении принимают постоянным, не зависящим от температуры; E — энергия активации, кДж/(кмоль·град); R — 8,315 — газовая постоянная, кДж/(кмоль·град); T — абсолютная температура, К.

Учитывая закон Аррениуса, выражение для скорости химической реакции можно записать так:

$$W = k_0 f(C) e^{-\frac{E}{RT}},$$

где $f(C)$ — функция, отражающая зависимость скорости от концентраций по закону действующих масс.

В процессе теплового движения молекулы сталкиваются между собой. Если бы каждое столкновение приводило к реакции, то любая химическая реакция протекала бы практически мгновенно. Однако опыт показывает, что реакция протекает с определенными конечными скоростями. Следовательно, не всякое столкновение между разнородными молекулами приводит к реакции. Для того чтобы произошла реакция между столкнувшимися молекулами, необходимо, чтобы они к моменту столкновения обладали энергией (кинетической и колебательной), достаточной для разрушения старых внутримолекулярных связей, т. е. столкновение должно произойти между активными молекулами. После разрушения старых связей образуются новые. Это сопровождается выделением энергии. Если выделяющаяся энергия больше затраченной, то тепловой эффект положительный, т. е. реакция экзотермическая. У эндотермических реакций выделяющаяся энергия меньше затраченной.

Минимальная величина энергии, достаточная для разрушения или значительного ослабления старых внутри-

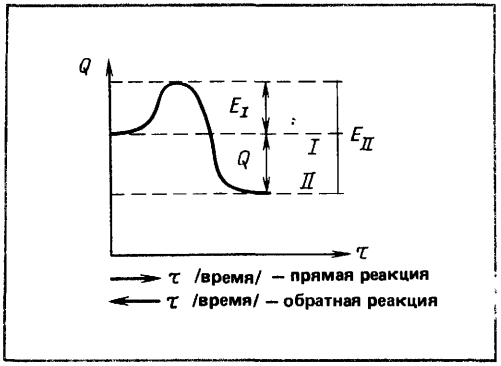


Рис. 14.2. Энергия активации прямой и обратной реакции

молекулярных связей, называется энергией активации. Для реакции между устойчивыми молекулами она должна быть равна или в 1...2 раза меньше энергии разрываемых связей. Энергия активации E является характеристикой активности молекул при реагировании между собой. Чем меньше величина E, тем легче молекулы вступают в реакцию. Энергию активации можно рассматривать как энергетический барьер, который нужно преодолеть для того, чтобы произошла реакция. При экзотермической реакции энергия системы уменьшается, новые связи делаются прочнее старых, выделяется теплота реакции. Но прежде чем снизится энергетический уровень системы, необходимо преодолеть некоторый барьер, который характеризует энергию старых внутримолекулярных связей (рис. 14.2). Для того чтобы произошла прямая экзотермическая реакция, энергия должна быть равна или больше величины E_1; для обратной, эндотермической реакции энергия активации должна быть не менее величины E_2.

Теплота реакции связана с энергией активации прямой и обратной реакции уравнением

$$Q = E_2 - E_1.$$

При течении реакции в прямом направлении нужно преодолеть меньший энергетический барьер, чем при обратной реакции (при переходе с энергетического уровня II на энергетический уровень I). Закон Аррениуса имеет теоретическое толкование, вытекающее из законов статистической физики. Исходя из статистических представлений (по Максвеллу—Больцману) доля столкновения между молекулами, обладающими энергией не меньше величины E, из общего числа соударений равна:

$$z = z_0 e^{-\frac{E}{RT}};$$

где z_0 — общее число соударений между молекулами за 1 с.

Это уравнение аналогично уравнению Аррениуса, так как константа скорости реакции пропорциональна числу эффективных соударений, т. е. таких соударений, в результате которых происходит реакция. Общее число соударений между молекулами определяется выражениями:

для одинаковых молекул

$$z_0 = AC^2\sqrt{T};$$

для разнородных молекул

$$z_0 = A_1 C_1 C_2 \sqrt{T};$$

где C_1, C_2, C — концентрация молекул; A_1, A — коэффициенты, зависящие от природы молекул.

Так как предэкспоненциальный множитель пропорционален z_0, т. е. общему числу столкновений между молекулами, он, следовательно, пропорционален и величине $\sqrt{T}$. Это учитывается при более строгом подходе к расчету скорости реакции. На рис. 14.3 показана кривая распределения Максвелла, где по оси ординат отложено отношение числа молекул dN, обладающих скоростями от W до $W+dW$, к общему числу молекул N, а по оси абсцисс — значения скорости молекул W.

Как следует из предыдущего изложения, для реакции имеет значение только крайняя правая часть кривой, где молекулы обладают скоростями, превышающими критическую $W_{кр}$, которая соответствует энергии активации. Например, если E=84 000 кДж/

кмоль, тогда при $T=1000°$ С в реакцию способны вступить только 0,0045% молекул. Здесь следует отметить, что закон распределения скоростей Максвелла построен в предположении упругих соударений, а наличие в системе химических процессов говорит о том, что соударения не являются упругими. Молекулы, сталкиваясь, ассоциируют в пары, вступают в соединение или снова расходятся. Кроме того, молекулы обладают вращательной и колебательной энергиями, а в системе могут происходить сложные преобразования энергии поступательного движения во внутримолекулярную и обратно. В связи с изложенным в газовой системе должны иметь место известные отклонения от закона Максвелла.

Экспоненциальная зависимость для константы скорости реакции графически показана на рис. 14.4. Все практически встречающиеся реакции в топках протекают при температурах до точки перегиба кривой (см. рис. 14.4), поэтому скорости реакции резко возрастают с увеличением температуры. Для химических реакций горения топлива энергия активации $E=60\,000...160\,000$ кДж/кмоль. Для таких величин энергии активации значение температуры, отвечающее точке перегиба, находится в области недостижимых пределов (3800...10 000 К). Как подтверждают эксперименты, большинство реакций хорошо согласуется с законом Аррениуса. Однако в применении к суммарному процессу горения закон наиболее правильно рассматривать как эмпирическую связь.

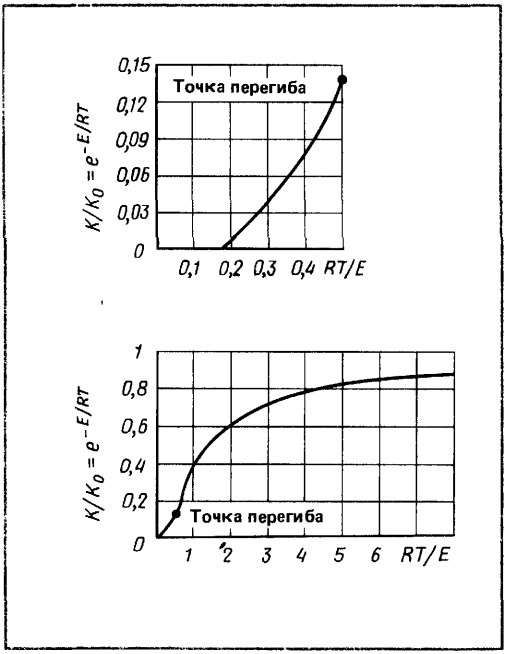


Рис. 14.4. Зависимость скорости реакции от температуры

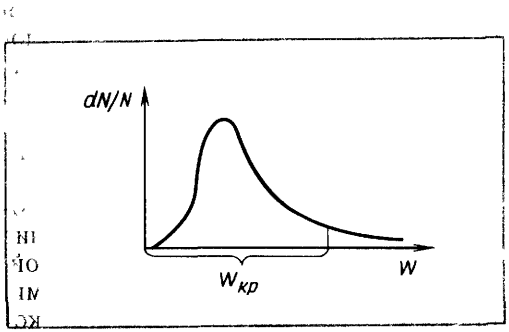


Рис. 14.3. Кривая распределения Максвелла

14.4. Кинетика цепных реакций

Рассмотренные в предыдущем параграфе зависимости составляют основы классической кинетики, базирующейся на законе действующих масс и законе Аррениуса. Механизм реакций представляется чисто молекулярным и описывается обычными стехиометрическими соотношениями. Установленные положения подтверждены большим числом экспериментов. Однако многие реакции не находят объяснения в классической химической кинетике.

Существуют химические процессы, в которых наблюдается ускоряющее действие конечных продуктов реакции на собственно реакции, а также ускоряющее действие на реакцию ничтож-

но малых количеств примесей. Есть реакции, которые не требуют для течения заметного предварительного разогрева. Они могут протекать изотермически при низких температурах и с довольно значительными скоростями. Отмеченные явления говорят о том, что в этих случаях аквивация не может иметь чисто термический характер, когда активные молекулы поставляет тепловое движение и их концентрация определяется законом распределения скоростей Максвелла. Здесь активные центры должны поставляться в ходе самой реакции, которая для своего течения использует собственные энергетические ресурсы. Объяснение этим и многим другим явлениям дает теория цепных реакций, которая исходит из принципиально нового взгляда на их природу.

С переходом к представлению о цепном течении химических реакций формальный аппарат классической химической кинетики в основном сохраняется, но уже применяется к описанию элементарных актов цепной реакции. Заслуга создания и развития теории цепных реакций, цепного и теплового воспламенений принадлежит академику Н. Н. Семенову и его сотрудникам

В теории цепных реакций рассматривается действительный механизм течения реакции, а стехиометрические уравнения считаются лишь итоговыми равенствами материального баланса. По цепной теории механизм реакции представляется как цепь последовательных звеньев, а каждое звено состоит из совокупности элементарных реакций между атомами, радикалами (т. е. осколками молекул с ненасыщенными валентностями) и молекулами. Основное свойство цепи реакций заключается в том, что она начинается с активного центра, который в конце каждого звена регенерируется.

Началом каждого звена служит также активный центр. Если в конце каждого звена регенерируется только один активный центр, реакция называется неразветвленной цепью, если каждое звено порождает несколько активных центров, реакция представляет собой разветвленную цепь. Энергия реакции передается активным центрам, а не распределяется по всем степеням свободы. В период своего кратковременного неустойчивого существования активные центры могут вступать в реакции с атомами, радикалами или молекулами, образуя промежуточные также неустойчивые соединения, пока звено цепи реакции не завершится конечными продуктами и новыми активными центрами. Наряду с этим они могут рекомбинироваться, терять свою избыточную энергию, иначе — гибнуть.

Первоначальное возникновение активных центров (например, атомов водорода H, кислорода O, радикалов OH) может происходить в результате теплового движения молекул и их взаимных соударений. Элементарные реакции между молекулой и активным центром характеризуются малыми энергиями активации, так как активные центры имеют свободные валентные связи. Эти реакции протекают во много раз быстрее, чем молекулярные реакции. Кроме того, элементарные акты цепи обычно идут по более низким порядкам. Интенсивность течения цепной реакции определяется ее природой, концентрацией реагирующих веществ, внешними режимными условиями и наличием катализаторов. Примером разветвленной цепной реакции является реакция горения водорода. Ход ее можно представить следующим образом. Первичная активация водорода происходит по уравнению

$$H_2 + M \rightleftarrows H + H + M,$$

которое представляет собой процесс обычной термической диссоциации. Активный центр — атом водорода — ложится в основу цепи реакции, состоящей из отдельных звеньев (циклов). На рис. 14.5 показано структурное уравнение течения химической реакции горения водорода. Изображенное на рисунке уравнение представляет собой звено разветвленной цепи реакций. Каждое звено начи-

нается одним активным центром H, а заканчивается двумя молекулами H_2O и тремя активными центрами H. Таким образом, каждое звено не только регенерирует один активный центр, но и создает два новых. В этом случае будут непрерывно расти число активных центров и скорость реакции, а сам процесс будет самоускоряющимся, лавинным, существенно нестационарным, самопроизвольно от еле заметных скоростей переходящим к бурному реагированию. Такие явления характерны для взрывных процессов.

Однако наряду с основной цепью реакций, ведущей к росту концентрации активных центров, протекают побочные реакции их гибели, поэтому при определенных условиях концентрация активных центров может стабилизироваться, а реакция принимать стационарный характер.

Звено реакции горения водорода состоит из четырех элементарных реакций:

первая реакция

$$H+O_2=OH+O$$

эндотермическая (теплота реакции 71 000 кДж/кмоль), имеет большую энергию активации $E=75\,400$ кДж/кмоль и поэтому протекает медленно;

вторая реакция

$$O+H_2=OH+H$$

быстрая, для нее $E=25100$ кДж/кмоль;

третья реакция

$$OH+H_2=H_2O+H$$

протекает дважды, быстрая — $E=41\,900$ кДж/кмоль. Следовательно, первая реакция как самая медленная определяет общую скорость течения цепного процесса.

Экспериментальные исследования подтвердили наличие в разреженном пламени водорода гидроксила OH и атомарного водорода. В результате этих исследований было установлено, что концентрация OH и H значительно превышает равновесную. Это доказывает, что гидроксил и атомарный водород являются основными активными центрами реакции горения водорода.

С момента возникновения реакции

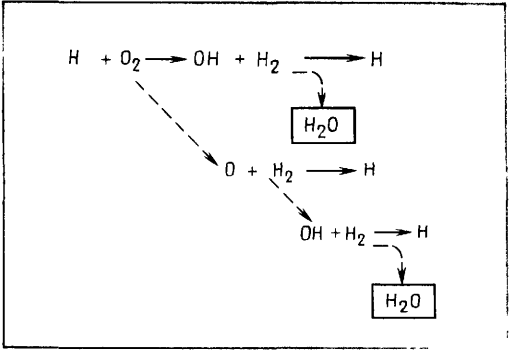


Рис. 14.5. Структурное уравнение течения реакции горения водорода

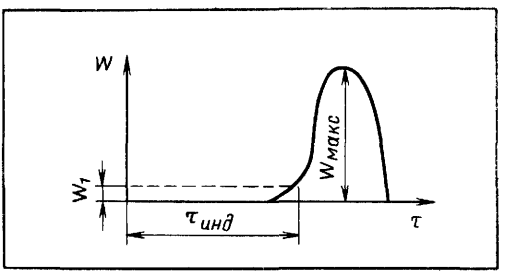


Рис. 14.6. Зависимость скорости разветвленной цепной реакции от времени W_1 — начальная, практически наблюдаемая скорость реакции

концентрация атомарного водорода непрерывно растет и по истечении некоторого времени достигает такой величины, при которой скорость реакции становится заметной. Период, в течение которого происходит накопление активных центров и рост скорости реакции до практически заметной величины, называют *периодом индукции* $\tau_{инд}$. Период индукции в значительной степени зависит от начальных условий возникновения реакции и особенно от начальной концентрации активных центров.

Зависимость скорости реакции с разветвленными цепями от времени (рис. 14.6) резко отличается от зависимости для изотермических реакций. За период индукции скорость реакции достигает такой величины, которую можно практически измерить; далее она самопроизвольно резко возрастает до очень большой, но конечной вели-

чины и после этого уменьшается ввиду исчерпания реагирующих веществ.

Неограниченному росту концентрации атомарного водорода препятствует процесс его гибели, вызываемый различными причинами. Атомарный водород превращается, например, от рекомбинации в молекулярный по обратной экзотермической реакции:

$$H+H+M \rightleftarrows H_2+M.$$

Механизм реакции горения оксида углерода связан с наличием водорода. Сухая смесь оксида углерода с кислородом или воздухом не реагирует до температуры 700 °С, а выше этой температуры идет медленная реакция на стенках сосуда. Гомогенная цепная реакция возможна только в том случае, если в смеси имеется некоторое количество влаги или атомарного водорода. Экспериментальные исследования показали, что в реакции принимают участие атомарный кислород и гидроксильная группа.

Цепные реакции горения углеводородов представляют собой весьма сложную совокупность разнообразных реакций большей частью моно- и бимолекулярного характера. Спектроскопическими исследованиями обнаружено, что в реакционной зоне находятся неравновесные концентрации гидроксила.

Реакции горения являются экзотермическими, при их течении происходят выделение теплоты и разогрев системы. Вместе с тем при изучении кинетики цепных реакций для исключения температурного фактора можно представить себе изотермическую реакцию при соответствующем отводе теплоты из реакционной зоны. В этом случае переход от медленного течения реакции к практически мгновенному реагированию не может быть объяснен ускорением реакции, связанным с повышением температуры, он может быть объяснен цепной природой процесса.

Теория цепного взрыва была разработана академиком Н. Н. Семеновым и его школой. Рассмотрим условия возникновения цепного воспламенения. Предположим, что в сосуде заключена газовоздушная смесь и процесс окисления газа протекает в изотермических условиях. Пусть скорость образования начальных активных центров будет W_0 (скорость зарождения цепей). Эти активные центры могут образовываться, в частности, вследствие теплового движения молекул. Если C_A есть истинная концентрация активных центров, то в результате разветвления цепей она будет увеличиваться, а в результате обрыва цепей — уменьшаться.

Обозначим константу скорости разветвления цепей через f, а константу скорости обрыва цепей через g. Тогда скорость изменения концентрации активных центров можно определить по уравнению

$$\frac{dC_A}{d\tau}=W_0+fC_A-gC_A,$$

где fC_A — увеличение концентрации активных центров, обусловленное разветвлением цепей; gC_A — уменьшение концентрации активных центров, обусловленное обрывом цепей

Обозначим $\varphi=f-g$. Величину φ можно рассматривать как приведенную константу скорости разветвления цепей, уже учитывающую их обрыв. Теперь уравнение примет вид

$$\frac{dC_A}{d\tau}=W_0+\varphi C_A.$$

После интегрирования этого уравнения при начальных условиях $\tau=0$, $C_A=0$ получим

$$C_A=\frac{W_0}{\varphi}(e^{\varphi\tau}-1).$$

Скорость разветвления цепей fC_A определяет скорость появления продуктов реакции. Если в результате цепной реакции образование каждого нового активного центра сопровождается появлением α молекул конечного продукта, тогда скорость цепной реакции $W=dC_L/d\tau$, т. е. изменение концентрации конечных продуктов C_L во времени определяется выражением

$$W=\frac{dC_L}{d\tau}=\frac{\alpha f W_0}{\varphi}(e^{\varphi\tau}-1).$$

Изменение внешних режимных условий (температуры и давления) приводит к изменению величин f и g. Константа разветвления цепей f в большей степени зависит от температуры, чем константа обрыва цепей g. Поэтому при низких температурах разность $\varphi=f-g$ отрицательна, а с повышением температуры меняет свой знак и делается положительной. Остановимся на анализе уравнения скорости цепной реакции в зависимости от температуры, которая, в свою очередь, определяет величину и знак приведенной константы φ. Если $\varphi<0$, то скорость реакции стремится к пределу

$$W_{\text{пр}}=-\frac{\alpha f W_0}{\varphi},$$

так как при возрастании τ величина $e^{\varphi\tau}$ стремится к нулю. Реакция протекает без самоускорения, а величина $W_{\text{пр}}$ обычно так мала, что практически можно считать, что реакция не идет.

Для более высоких температур $\varphi>0$, при этом разветвление цепей происходит быстрее их обрыва, реакция идет с самоускорением по экспоненциальной зависимости.

$$W=\frac{\alpha f W_0}{\varphi}e^{\varphi\tau}$$

Вначале скорость неизмеримо мала, но после периода индукции $\tau_{\text{инд}}$ достигает уже измеримой величины W_1 и в дальнейшем начинает интенсивно возрастать. Если $\varphi=0$, то разветвление цепей компенсируется их обрывом, и процесс идет с равномерно возрастающей скоростью

$$W=\alpha f W_0\tau.$$

Параметры, отвечающие этому режиму, соответствуют границе между областью стационарных и нестационарных режимов. Эта граница перехода стационарного течения реакции окисления горючей смеси, заключенной в замкнутый сосуд, к существенно нестационарному течению, когда скорость реакции резко возрастает, и смесь загорается сразу по всему объему, называется *самовоспламенением*. Реакция будет носить стационарный характер в том случае, когда увеличение концентрации активных центров будет компенсироваться их гибелью ($\varphi<0$). Если при определенных внешних режимных условиях стационарная концентрация активных центров становится невозможной и начинает существенно возрастать, то возникает цепное самовоспламенение — цепной взрыв.

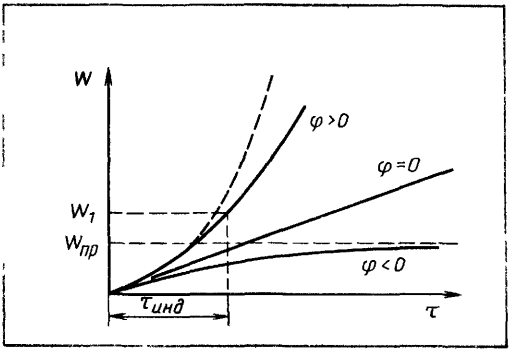


Рис. 14.7. Цепное самовоспламенение

На рис. 14.7 графически показана зависимость скорости реакции W от τ при различных значениях φ. Цепные реакции, развивающиеся с помощью активных центров (атомов и радикалов), представляют собой материальные цепи. Материальные цепи могут самоускоренно развиваться и приходить к цепному самовоспламенению при изотермическом режиме, ибо в этом случае активные центры порождаются самой разветвляющейся реакцией, и в начальной стадии химическая энергия исходных веществ превращается не в тепловую энергию, а в химическую энергию активных центров. В этом случае для накопления активных центров достаточно незначительных количеств энергии, выделяющейся при практически незаметной скорости реакции.

14.5. Тепловое воспламенение

Быстрый рост скорости реакции связан с накоплением теплоты. При низких температурах скорость реак-

ции ничтожно мала, но выделяющаяся в результате реакции теплота постепенно накапливается и приводит к повышению температуры и скорости. Таким образом, саморазогрев системы является причиной ускорения процесса и приводит к тепловому самовоспламенению. Тепловое самовоспламенение может произойти и при наличии теплоотвода, но для этого необходимо, чтобы разогрев горючей смеси не был компенсирован теплоотводом. Тогда при определенном режиме стационарное тепловое состояние реагирующей смеси становится невозможным, и температура смеси начинает возрастать нестационарным образом, возникает тепловое самовоспламенение.

Рассмотрим тепловое самовоспламенение горючей смеси, заключенной в замкнутый сосуд. Будем характеризовать состояние смеси средними (по объему) температурой и концентрацией, рассматривать квазистационарный процесс, т. е. такой, скорость которого настолько мала, что процесс можно заменить рядом стационарных состояний, для которых будут иметь место равномерные по объему температуры, а следовательно, и концентрации. Предполагается, что разность температур между газом и стенкой сосредоточена на границе газа и стенки. Ввиду того что температура воспламенения соответствует еще относительно слабому разогреву горючей смеси, можно пренебречь изменением концентрации, происходящим в результате течения реакции. Тепловыделение, происходящее в реакционном сосуде, определим по формуле

$$Q_{\text{выд}} = Wq V = k_0 e^{-\frac{E}{RT}} f(C)\, qV,$$

где q — тепловой эффект реакции, V — объем сосуда, $f(C)$ — функция, определяющая зависимость скорости реакции от концентрации

Сгруппируем постоянные величины и обозначим их буквой A:

$$A = k_0 f(C) qV,$$

тогда

$$Q_{\text{выд}} = Ae^{-E/RT}.$$

Как следует из этого уравнения, выделение теплоты в объеме имеет экспоненциальный характер и в рассматриваемой области температур резко возрастает с увеличением температуры. Процесс теплоотвода можно записать следующей формулой:

$$Q_{\text{отв}} = \alpha F(T - T_0),$$

где α — коэффициент теплоотдачи от смеси к стенке сосуда, F — поверхность сосуда, T_0 — температура стенки сосуда

В первом приближении можно считать, что коэффициент α постоянный и не зависит от температуры. Обозначая произведение постоянных величин буквой B,

$$B = \alpha F,$$

получим следующее уравнение для теплоотвода:

$$Q_{\text{отв}} = B(T - T_0).$$

Следовательно, процесс теплоотвода линейно зависит от разности температур. Представим графически кривые тепловыделения и теплоотвода в координатах $Q - T$ (рис. 14.8). Как видно из рассмотрения кривой тепловыделения a, интенсивность выделения теплоты резко возрастает с повышением температуры. Процесс теплоотвода изображается прямой $б$. Угол наклона прямой к оси абсцисс определяется интенсивностью теплообмена между смесью и стенкой сосуда. Точка пересечения прямой теплоотвода с осью абсцисс соответствует температуре стенки сосуда T_0. Будем считать, что в первоначальный момент температура газовоздушной смеси равна температуре сосуда T_0, но с течением времени температура газа будет расти, будет увеличиваться и теплоотвод. При стационарном течении процесса количество выделяющейся теплоты равно количеству отводимой теплоты. Такому процессу отвечают точки пересечения кривых тепловыделения и теплоотвода.

Рассмотрим три возможных случая взаимного расположения этих кривых. Первому случаю соответствуют кривые a и $б$. Они пересекаются в точках *1* и *2*. Точка *1* отвечает

стационарному течению процесса, и равновесие в этой точке будет устойчивым. В этом легко убедиться. Действительно, предположим, что в системе произошли незначительные отклонения от равновесия. Если отклонения были в сторону бóльших температур, то теплоотвод будет превышать тепловыделение, и система вернется в первоначальное состояние. При отклонении в сторону мéньших температур тепловыделение будет больше теплоотвода, в результате чего система опять вернется в точку *1*. Следовательно, точке *1* отвечает устойчивое равновесие.

Для состояния в точке *2* равновесие будет неустойчивым. Воспользуемся для доказательства тем же методом. Если система отклоняется в сторону больших температур, то тепловыделение будет превышать теплоотвод, результатом чего будут нестационарный разогрев системы и воспламенение. Однако это воспламенение («взрыв») не будет самовоспламенением, так как оно произойдет только в том случае, когда смесь нагреется до значительно более высокой температуры, чем температура стенки сосуда; сама же смесь, находившаяся первоначально при $T=T_0$, воспламениться не может (такой нагрев можно осуществить, например, при сжатии смеси поршнем в цилиндре). При отклонении системы влево произойдет остывание и система будет стремиться к точке *1*. Следовательно, состояние равновесия в точке *2* будет неустойчивым, и это состояние *2* можно не рассматривать. Стрелками на рисунке показана устойчивость системы в точках *1* и *2*.

Если постепенно повышать температуру стенки сосуда T_0, то прямая теплоотвода будет смещаться вправо параллельно первоначальному положению. При определенном значении T_0 прямая не пересечет кривую тепловыделения, а коснется ее (кривые *а* и *е*). Точка *3* будет соответствовать крайнему положению, тогда система еще может находиться в стационарном состоянии. Дальнейшее повышение температуры смеси приведет к

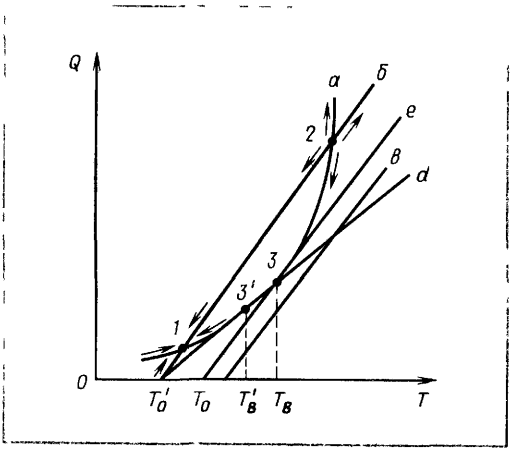


Рис. 14.8 Зависимость тепловыделения и теплоотвода от температуры *а* — кривая тепловыделения, *б*, *в*, *е* *d* — кривые теплоотвода

нестационарному режиму, интенсивному повышению температуры, резкому возрастанию скорости процесса и тепловому взрыву. Следовательно, касанию кривых тепловыделения и теплоотвода соответствует режим воспламенения, а температура, отвечающая точке *3*, является температурой самовоспламенения $T_в$. Наконец, для кривой *b* стационарный режим вообще невозможен. Если изменять не температуру стенки, а условия теплообмена, изменяя, например, объем сосуда, прямая теплоотвода будет менять угол наклона и может стать касательной к кривой теплоотвода (точка *3'*). Этому состоянию будет отвечать температура самовоспламенения $T_в'$, причем она уже не будет равной $T_в$.

Теория теплового взрыва, предложенная академиком Н. Н. Семеновым, является основой современной тепловой теории горения и устанавливает важный физический смысл явления воспламенения, утверждая наличие критического условия воспламенения, когда интенсивность тепловыделения превосходит теплоотвод, и стационарный процесс оказывается невозможным. Теория доказывает, что температура воспламенения не является физико-химической константой газовоз-

душной смеси, она зависит от условий теплообмена смеси с внешней средой. Этот факт очень важен, так как долгое время температуру самовоспламенения считали физико-химической константой.

В отличие от температуры самовоспламенения $T_в$, при которой еще возможно стационарное течение реакции, температурой воспламенения называют минимальную температуру стенки, при которой происходит взрыв. Эта температура T_0 отличается от температуры $T_в$, причем всегда $T_в > T_0$. Критическому условию воспламенения отвечает точка *3* (см. рис. 14.8). Для этой точки имеет место следующая система уравнений:

$$(Q_{выд})_{T_в} = (Q_{отв})_{T_в},$$

$$\left(\frac{dQ_{выд}}{dT}\right)_{T_в} = \left(\frac{dQ_{отв}}{dT}\right)_{T_в}$$

Эти уравнения вытекают из того, что точка *3* является касательной для кривых выделения и отвода теплоты. Преобразуем уравнения с учетом написанных выше:

$$Ae^{\frac{-E}{RT_в}} = B(T_в - T_0),$$

$$Ae^{\frac{-E}{RT_в}}\left(-\frac{E}{R}\frac{1}{T_в^2}\right) = B,$$

$$\frac{AE}{RT_в^2}e^{-\frac{E}{RT_в}} = B$$

Разделив одно уравнение на другое, получим:

$$RT^2_в/E = T_в - T_0.$$

Отсюда определим температуру $T_в$:

$$T_в = \frac{E}{2R} - \sqrt{\left(\frac{E}{2R}\right)^2 - \frac{T_0 E}{R}}$$

Перед корнем стоит знак минус, так как плюсу отвечает точка касания с экспоненциальной кривой за ее перегибом. Но эта область была исключена из рассмотрения ввиду нереально высоких температур. Преобразуем последнее уравнение

$$T_в = \frac{E}{2R} - \frac{E}{2R}\sqrt{1 - 4R\left(\frac{T_0}{E}\right)}$$

Это уравнение является формулой Н. Н. Семенова, определяющей температуру самовоспламенения. Если $T_0 \ll E$, то формулу Н. Н. Семенова можно упростить, разложив $\sqrt{1 - 4R\frac{T_0}{E}}$ в ряд по $\frac{T_0}{E}$, откуда получим

$$\left(1 - 4R\frac{T_0}{E}\right)^{1/2} = 1 - \frac{1}{2}\cdot 4R\frac{T_0}{E} + \frac{1}{2}\left(-\frac{1}{2}\right)\frac{1}{2}\left(4R\frac{T}{E}\right)^2 + \text{ и т д},$$

отсюда

$$T_в = \frac{E}{2R} - \frac{E}{2R}\left[1 - \frac{2RT_0}{E} - \frac{2R^2T_0^2}{E} + \right];$$

$$T_в \approx T_0 + \frac{RT_0^2}{E}$$

Следовательно, предвзрывной разогрев характеризуется величиной

$$T_в - T_0 = RT_0^2/E.$$

Полученное уравнение показывает, что численное значение $T_в$ мало отличается от T_0. Если энергия активации имеет достаточно большое значение, например, если $E = 210\,000$ и $T_0 = 1000$, то

$$T_в - T_0 = \frac{8{,}32 \cdot 1000^2}{210\,000} = 40 \text{ C}$$

Таким образом, использование в ряде случаев вместо величины $T_в$ приближенного значения T_0 не вызывает существенных ошибок.

Рассмотренному процессу теплового самовоспламенения в замкнутом сосуде отвечает экспериментальный способ определения температуры воспламенения, который заключается в том, что заранее приготовленную газовоздушную смесь определенного состава и давления впускают в нагретый сосуд, из которого предварительно откачан воздух. После некоторого периода наступает или стационарный режим, или происходит самовоспламенение. Наступление того или иного режима зависит от температуры стенок сосуда. В этом методе температуру самовоспламенения отождествляют с минимальной температурой стенки сосуда, при которой происходит самовос-

пламенение. Измеряемая температура в действительности несколько превышает минимально возможную, что связано с задержкой воспламенения, которая определяется индукционным периодом (чем меньше температура стенки превосходит минимально возможную температуру, тем больше индукционный период). Если температура стенки будет равна минимально возможной температуре, то индукционный период теоретически станет равным бесконечности. При практических измерениях задают какую-либо определенную величину индукционного периода, обеспечивающую достаточную точность.

Как отмечалось выше, температура самовоспламенения не является физико-химической константой, а зависит от условий воспламенения. Значит, для сосудов меньших размеров, для которых отношение поверхности к объему больше, а следовательно, выше интенсивность теплоотдачи, температура самовоспламенения должна быть выше. Эксперименты подтверждают это положение. Так, например, температура воспламенения водородо-воздушной смеси в сосуде объемом 350 $см^3$ соответствовала 590 °С, а в сосуде 9 $см^3$ — 625 °С.

Рассмотренный метод является наиболее надежным, однако существуют и другие способы определения температуры воспламенения: нагрев смеси, протекающей через трубку, адиабатное сжатие и т. д. Температуры воспламенения, определяемые этими способами, также отличаются друг от друга. Таким образом, экспериментально определенные температуры воспламенения дают некоторый разброс значений. В практических условиях обычно интересует минимальная температура. В табл. 14.4 приведены минимальные значения температуры воспламенения некоторых газовоздушных смесей, полученные экспериментальным путем.

Выше было рассмотрено тепловое самовоспламенение, когда зависимость скорости реакции от температуры подчинялась закону Аррениуса.

Таблица 14.4. **Минимальные значения температуры воспламенения газовоздушных смесей**

Газ	Температура воспламенения, °С	Газ	Температура воспламенения, °С
Водород	530	Пропан	530
Оксид углерода	610	Бутан	490
Метан	654	Сероводород	290
Этан	530	Природный газ	530

Если механизм течения реакций является цепным, то на тепловое ускорение накладывается ускорение процесса, связанное с накоплением активных центров и разветвлением цепей. Возникает цепочно-тепловой взрыв, при этом вследствие цепного реагирования и одновременного теплового разогрева смеси максимальная скорость процесса будет значительно больше (см. рис. 14,7, пунктирная кривая).

14.6. Вынужденное зажигание и границы воспламенения газовоздушных смесей в зависимости от концентраций в них горючего

Для начала горения газовоздушной смеси ее необходимо воспламенить. Воспламенение смеси может быть осуществлено двумя способами. При первом способе вся смесь доводится до такой температуры, при которой она сама воспламеняется. В этом случае говорят о самовоспламенении. Процесс самовоспламенения и его основные характеристики были рассмотрены выше. Второй способ характеризуется тем, что холодную газовоздушную смесь поджигают в одном месте (искрой, раскаленным телом, пламенем) и возникающее пламя распространяется по объему с определенной скоростью, вовлекая в процесс горения все новые и новые массы

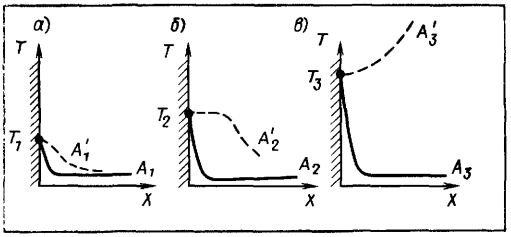


Рис. 14.9. Вынужденное зажигание газовоздушной смеси от раскаленной стенки
а, б, в — изменение температуры газовоздушной смеси при различных температурах воспламеняющей стенки

газовоздушной смеси. Такой процесс называется вынужденным зажиганием. Можно считать, что воспламенение при вынужденном зажигании носит тепловой характер. В технике находят применение оба способа воспламенения смеси, но в газогорелочных и топочных устройствах зажигание осуществляют вторым методом.

Рассмотрим физическую картину вынужденного зажигания газовоздушной смеси раскаленным телом. Критерием зажигания является способность пламени, возникшего у источника зажигания, распространяться на весь объем. Таким образом, критические условия зажигания в этом случае должны быть связаны как со свойствами источника зажигания, так и с условиями распространения пламени.

Представим, что газовоздушную смесь зажигают раскаленной стенкой, имеющей температуру T. Если температура стенки невысокая и равна T_1 (рис. 14.9, *а*), то при наличии инертной среды изменение температур должно иметь вид кривой $T_1 — A_1$. Но, так как среда реакционноспособна, будут иметь место тепловыделения и температура вблизи стенки станет несколько выше. Характер кривой распределения температур будет примерно соответствовать пунктирной кривой $T_1 — A'_1$. При повышении температуры стенки кривая температур в инертной среде сохраняет свой характер, только вблизи стенки падает круче (кривые $T_2 — A_2$ и $T_3 — A_3$) (см. рис. 14.9, *б, в*).

Кривая температур в горючей смеси вблизи стенки с повышением температуры стенки падает все менее круто, так как с ростом температуры возрастает скорость химических реакций и соответственно увеличивается выделение теплоты. Наконец, при определенной температуре стенки температура реагирующей смеси вблизи нее понижаться не будет (кривая $T_2 — A'_2$), а при более высоких температурах поверхности источника зажигания кривая температур пойдет вверх ($T_3 — A'_3$). В последнем случае стационарное состояние системы будет невозможно, так как по мере удаления от источника зажигания температура среды прогрессивно возрастает, что приводит к воспламенению смеси. В рассматриваемых условиях температура T_2 является критической, предельной температурой, т. е. температурой зажигания. По физическому смыслу она аналогична температуре воспламенения при самовоспламенении горючей смеси. Математически условия вынужденного зажигания газовоздушной смеси записываются в виде

$$\left(\frac{dT}{dx}\right)_{\text{ст}} = 0.$$

Это означает, что градиент температур вблизи стенки равен нулю, т. е. температура стенки равна температуре близлежащих слоев газовоздушной смеси. Таким образом, источник зажигания, нагретый до T_2, перестает участвовать в процессе (поток теплоты от него равен нулю), и определяющими становятся условия в слое газа, который непосредственно примыкает к источнику зажигания.

Температура зажигания от местного источника выше температуры самовоспламенения. Это объясняется быстрым спадом температуры вблизи стенки и значительным снижением концентрации горючего у зажигающей поверхности вследствие реакций. В результате может наблюдаться следующее явление: вблизи раскаленного

тела реакция произойдет, но распространяться не будет. Для распространения пламени необходимо повысить температуру стенки. Очевидно, чем меньше размеры источника, тем интенсивнее будет падение температуры вблизи его поверхности и тем выше должна быть температура зажигания. Это положение подтверждается экспериментально.

Газовоздушную смесь можно зажечь только при определенных соотношениях газа и воздуха. Очень бедные и очень богатые смеси не горят. Наименьшая концентрация горючего в смеси, при которой газ зажигается, называется нижним пределом воспламенения. Наибольшая концентрация горючего, при которой газ может гореть, называется верхним пределом воспламенения. Если газовоздушную смесь предварительно подогревают, указанные пределы расширяются.

Наличие пределов воспламенения газа объясняется тем, что для бедных и богатых смесей значительно снижается теоретическая температура горения, а вследствие потерь теплоты в окружающую среду температура пламени настолько падает, что смесь теряет способность к горению. В табл. 14.5 приведены пределы воспламенения газовоздушных смесей в зависимости от концентрации в них горючего.

Таблица 14.5 **Пределы воспламенения газовоздушных смесей в зависимости от концентраций в них горючего, % (по объему)**

Газ	Предел воспламенения		Газ	Предел воспламенения	
	нижний	верхний		нижний	верхний
Водород	4	74,2	Пропан	2,37	9,5
Оксид углерода	12,5	74,2	Бутан	1,86	8,41
Метан	5	15	Этилен	2,75	28,6
Этан	3,22	12,45	Ацетилен	2,5	80
		„ „	Сероводород	4,3	45,5

Глава 15
Горение газа в потоке

15.1. Нормальное распространение пламени

Анализ вынужденного зажигания газовоздушной смеси позволяет установить те критические условия, при которых реакции горения, возникшие у источника зажигания, способны самопроизвольно распространяться. Иначе говоря, при вынужденном зажигании смеси возникает пламя, которое распространяется с определенной скоростью, захватывая все новые объемы смеси горючего с окислителем.

Рассмотрим процесс распространения пламени, его особенности и закономерности. Пламенем называется зона, в которой протекает реакция горения. Следовательно, пламя, возникшее в объеме или потоке газовоздушной смеси, отделяет еще не сгоревшую смесь от продуктов горения. Характерным свойством пламени является его свечение. Это дает возможность зрительно наблюдать и изучать форму, размеры и другие характеристики пламени. Существуют два типичных случая распространения пламени: нормальное (или медленное горение) и детонационное горение.

Представим себе трубку, запаянную с одного конца и заполненную газовоздушной смесью. Если эту смесь поджечь со стороны открытого конца трубки, узкий слой смеси воспламе-

нится, сгорит и за счет выделившейся теплоты температура его повысится. Таким образом, возникнет фронт пламени и начнется процесс передачи теплоты теплопроводностью от сгоревшего газа к близлежащим слоям газовоздушной смеси. Пламя равномерно движется вдоль трубки, а тепловой поток, опережая его, распространяется молекулярной теплопроводностью от горячих слоев пламени к холодной смеси. Равномерное движение пламени у открытого конца трубки происходит почти при свободном расширении продуктов горения и, следовательно, при постоянном давлении. Линейную скорость движения пламени вдоль трубки u называют скоростью равномерного распространения пламени.

Распространение пламени, объясняемое процессом молекулярной теплопроводности, называется нормальным распространением пламени. Оно характеризуется нормальной скоростью распространения пламени $U_н$, которая определяется физико-химическими свойствами смеси и поэтому является физико-химической константой. Уточним различие между значениями $U_н$ и u

Нормальной скоростью распространения $U_н$ пламени называют скорость движения фронта пламени в направлении, нормальном к его поверхности, отнесенную к свежей, еще не сгоревшей смеси, и обязанную своим происхождением процессу передачи теплоты молекулярной теплопроводностью.

Под скоростью равномерного движения пламени u понимают линейную скорость поступательного движения фронта в целом. Таким образом, скорость равномерного движения пламени определяется величиной $U_н$ и формой пламени. Следовательно, значение u не является физико-химической константой горючей смеси, значение $U_н$ будет равно u только в том случае, если направление движения пламени будет все время совпадать с направлением нормали к каждому элементу поверхности пламени; в остальных случаях оно всегда будет меньше u. Нормальная скорость распространения пламени невелика. Например, для наиболее быстро горящей водородовоздушной смеси она достигает 2,67 м/с.

Вернемся к рассмотрению движения фронта пламени в трубке. Равномерное движение пламени имеет место примерно на 1/4 длины трубки, а затем возникает вибрационное движение, или броски пламени. Средняя скорость поступательного движения пламени возрастает. При очень сильных бросках пламя или гаснет, или возникает детонационное горение. Детонация обусловливается поджиганием горючей смеси при ее адиабатном сжатии в ударной волне. Детонационное горение распространяется с очень большой скоростью (несколько километров в 1 с) и сопровождается значительными перепадами давления. Для детонации характерно разрушающее действие.

Экспериментальное изучение процесса распространения пламени в трубах положено в основу одного из методов определения нормальной скорости распространения пламени. По этому методу измеряют скорость движения фронта пламени u, которая сама по себе представляет большой практический интерес, а также поверхность фронта пламени. По этим данным рассчитывают величину $u_н$. При определении значения u, этим методом используют прибор, показанный на рис. 15.1. Трубку *1* из тугоплавкого стекла заполняют газовоздушной смесью, а баллон *3* — инертным газом. Объем баллона в 80...100 раз превышает объем трубки и служит для поддержания постоянного давления в процессе горения смеси. При определении величины u кран *4* открывают, а смесь поджигают запалом *2*. Фронт пламени перемещается в сторону запаянного конца трубки и его фотографируют с помощью киноаппарата. Зная промежутки между кадрами, можно рассчитать скорость движения фронта пламени.

Полученная скорость u зависит от

диаметра трубки. Это объясняется тем, что стенка поглощает теплоту и отводит ее в окружающую среду, что затрудняет процесс распространения пламени. Естественно, что теплоотвод в стенку зависит не только от диаметра трубки, но и от материала, из которого она изготовлена.

В технических расчетах часто используют скорости распространения пламени, полученные этим методом. В этом случае следует знать, при каких диаметрах были произведены опыты. Естественно, что с уменьшением диаметра трубки охлаждающее действие ее стенок увеличивается, что приводит к понижению величины скорости распространения пламени. При малых диаметрах трубок теплоотвод настолько увеличивается, что пламя вообще не может распространяться. Такой диаметр называют критическим. Например, для стехиометрического состава водородовоздушной смеси критический диаметр равен 0,9 мм, а для смеси метана с воздухом — примерно 3,5 мм.

В реальных условиях при распространении пламени в трубках всегда возникает турбулизация потока, поэтому фронт пламени искривляется, его поверхность увеличивается и оказывается больше поперечного сечения трубки. Это и является основной причиной ускорения горения, поэтому наблюдаемая скорость движения пламени всегда больше нормальной скорости. Если поперечное сечение трубки обозначить через f, а поверхность фронта — через F, то можно написать следующее соотношение:

$$uf = U_н F;\ u = U_н(F/f).$$

Например, при горении метана в трубке диаметром 5 см скорость движения пламени за счет искривления фронта может увеличиться в 3...6 раз. Процесс распространения пламени искажается тем сильнее, чем больше диаметр трубки. На рис. 15.2 показан характер изменения кривой скорости равномерного движения пламени в зависимости от диаметра трубки d. Если бы фронт пламени не искривлялся за счет конвективных токов, то с увеличением диаметра трубки влияние стенок сказывалось бы все меньше и кривая асимптотически приближалась бы к прямой нормальной скорости распространения пламени (пунктирная кривая), но вследствие искривления фронта скорость равномерного движения пламени непрерывно возрастает. На рис. 15.3 показана зависимость скорости равномерного движения пламени, измеренной в трубке диаметром 2,5 см для газовоздушных смесей различных концентраций. Значения максимальных скоростей равномерного движения пламени в трубке диаметром 2,5 см приведены в табл. 15.1.

Нормальное распространение пламени имеет место или в неподвижной

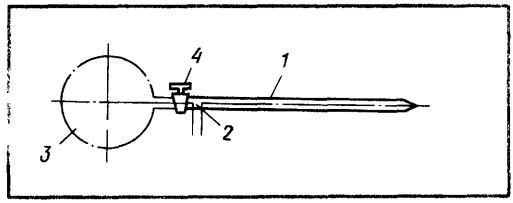


Рис. 15.1. Прибор для определения скорости распространения пламени в трубах

1— трубка из тугоплавкого стекла; *2*— запал; *3*— баллон, заполненный инертным газом; *4*— кран

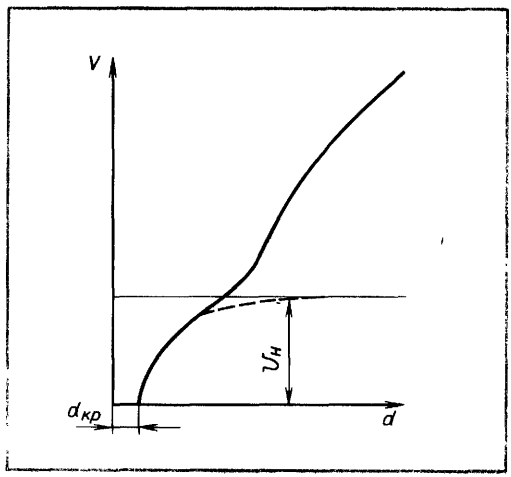


Рис. 15.2. Зависимость скорости равномерного движения пламени от диаметра трубы

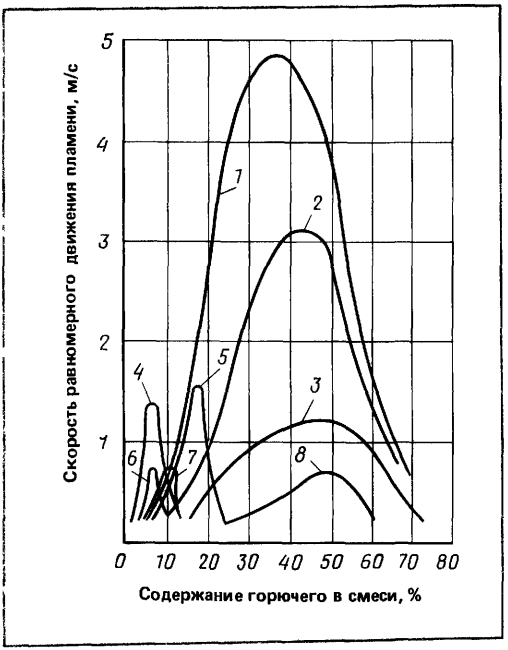


Рис. 15.3. Зависимость скорости распространения пламени в трубе от состава газовоздушной смеси
1— водород, *2*— водяной газ, *3*— оксид углерода, *4*— этилен, *5*— коксовый газ, *6*— этан *7*— метан, *8*— генераторный газ паровоздушного дутья

газовоздушной смеси, или в ламинарном потоке смеси.

Рассмотрим второй случай Представим себе остановленный фронт пламени, т. е предположим, что поток газовоздушной смеси движется ламинарно в направлении оси x, а навстречу ему движется фронт пламени. Скорость движения газовоздушного потока равна нормальной скорости распространения пламени $U_н$ С принципиальной точки зрения безразлично рассматривать движущийся поток и неподвижный фронт пламени или неподвижный поток и движущийся фронт пламени. На рис. 15.4 показан такой поток и даны кривые температур, концентрации и тепловыделения в реакционной зоне. Эта упрощенная схема дает возможность сделать ряд очень важных качественных выводов

В отдалении от фронта пламени набегающий поток имеет температуру, равную T_0 (температура холодной смеси). По мере приближения к фронту пламени смесь подогревается. Концентрация горючего в зоне подогрева изменяется мало ввиду малой скорости реакции. Скорость реакции делается заметной при температуре воспламенения, которая для случая нормального распространения пламени оказывается больше обычной температуры самовоспламенения. Температура воспламенения и здесь определяется теми критическими условиями, при которых смесь способна к самовоспламенению без подвода теплоты от горячих продуктов реакции. Зона подогрева (см рис. 15.4) самостоятельно существовать не может, так как тепловыделения в ней вследствие реакций весьма незначительны. Нагрев набегающего потока свежей смеси осуществляет тепловой поток, выходящий из зоны реакции По мере приближения темпе-

Таблица 15 1 **Значение максимальных скоростей равномерного движения пламени в газовоздушной смеси**

Газ	Содержание газа в смеси соответствующее максимальной скорости %	Максимальная скорость движения пламени м/с	Газ	Содержание газа в смеси соответствующее максимальной скорости %	Максимальная скорость движения пламени м/с
Водород	38,5	4,85	Этилен	7,1	1,42
Оксид углерода	45	1,25	Коксовый газ	17	1,7
Метан	9,8	0,67	Газ высокотемпературной перегонки сланцев	18,5	1,3
Этан	6,5	0,85	Генераторный газ из кокса	48	0,73
Пропан	4,6	0,82	Водяной газ	43	3,1
Бутан	3,6	0,82			

ратуры смеси к температуре воспламенения смесь начинает нагреваться также за счет теплоты, выделяемой в процессе реакций. Но в начале теплоты недостаточно, и только в сечении, соответствующем точке перегиба кривой температур, смесь полностью подогревается за счет теплоты реакций. Действительно, в точке перегиба кривой температур имеет место равенство:

$$\lambda \frac{d^2 T}{dx^2} = 0$$

а это говорит о том, что тепловой поток

$$q = -\lambda \frac{dT}{dx}$$

вблизи точки $T_в$ не изменяется (сколько теплоты подходит справа, столько же и отходит слева от плоскости, соответствующей точке $T_в$). В зонах, расположенных правее точки перегиба и имеющих более высокую температуру, тепловыделение превосходит то количество теплоты, которое необходимо для нагрева смеси, поэтому, начиная с точки $T_в$, смесь способна самостоятельно воспламеняться без поступления теплоты от продуктов реакции. Таким образом, точка перегиба кривой температур соответствует температуре воспламенения.

Теплота реакций, протекающих вблизи этой точки, полностью расходуется на нагрев потока, а тепловой поток, распространяющийся теплопроводностью и движущийся справа, проходит, не изменяясь, через точку $T_в$ и идет на подогрев предпламенных зон. Таким образом, в точке $T_в$ существует равенство между поступлением (вследствие реакций) и отводом теплоты на нагрев набегающего потока. Это положение отвечает понятию температуры самовоспламенения. Следовательно, температуру $T_в$, соответствующую точке перегиба кривой $T = f(x)$, можно рассматривать как температуру нормального воспламенения во фронте пламени. Эта температура выше обычной температуры воспламенения потому, что в условиях нормального распространения пламени индукционный период значительно меньше индукционного периода, наблюдаемого при определении температуры самовоспламенения. Действительно, в рассматриваемом случае индукционный период соответствует времени подогрева смеси, а ввиду малого размера зоны подогрева (десятые или сотые доли миллиметра) время прохождения через нее смеси очень мало, поэтому для ее воспламенения требуется большая температура.

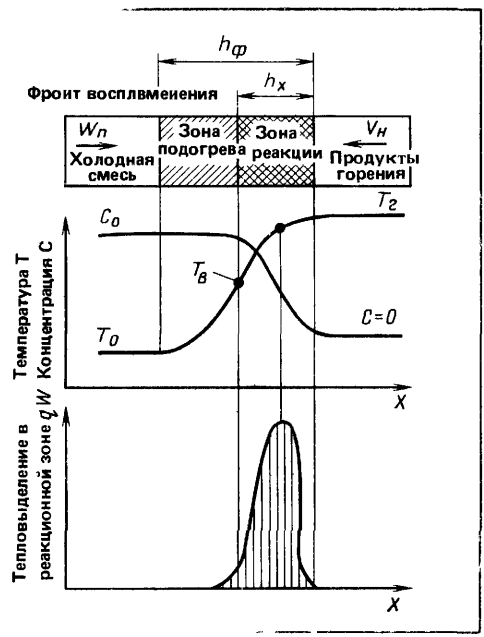


Рис. 15.4. Схематическое распределение температур T, концентраций горючего C и интенсивности тепловыделения qW в пламени

Кривая интенсивности тепловыделения qW показана на нижнем графике рис. 15.4. Здесь интенсивность тепловыделения определена как произведение теплоты реакции q на ее скорость W. Максимум тепловыделения соответствует не температуре воспламенения $T_в$, а более высокой температуре, близкой к температуре горения $T_г$. Это говорит о том, что основная масса газа выгорает в весьма узкой зоне, которая имеет температуру, мало отличающуюся от тем-

пературы горения. Так, для быстро горящей смеси водорода с кислородом ширина зоны горения равна 0,003 мм, а для медленно горящей смеси метана с воздухом —0,6 мм. В этой узкой зоне происходит и основное изменение концентрации C горючего. Процесс горения завершается там, где полностью израсходовано горючее, т. е. его концентрация становится равной нулю ($C=0$), а температура достигает максимального значения и делается равной температуре горения. Таким образом, во фронте неподвижного пламени происходит стабилизация процесса.

Теплота, выделяющаяся в процессе горения, вследствие теплопроводности распространяется навстречу потоку и расходуется на его нагрев. Тепловой поток, распространяющийся теплопроводностью, равен:

$$q=\lambda\frac{T_г-T_0}{h_{физ}}.$$

В этой формуле с известным приближением градиент температур принят равным $\frac{T_г-T_0}{h_{физ}}$ (где $h_{физ}$ — физическая толщина пламени).

Теплота, воспринимаемая набегающим потоком,

$$q=W_п\rho c_p(T_г-T_0)=U_н\rho c_p(T_г-T_0);$$

так как скорость потока равна нормальной скорости распространения пламени

$$W_п=U_н.$$

Из сравнения этих уравнений получаем:

$$\lambda\frac{T_г-T_0}{h_{физ}}=U_н\rho c_p(T_г-T_0),$$

$$U_н=\frac{\lambda}{c_p\rho}\cdot\frac{1}{h_{физ}}=\frac{a}{h_{физ}},$$

где a — среднее значение коэффициента температуропроводности.

В первом приближении можно принять

$$h_{физ}\approx h_{хим},$$

где $h_{хим}$ — химическая толщина пламени (т е зоны, где протекают реакции горения).

Если время сгорания обозначить $\tau_{хим}$, то химическая толщина пламени будет равна:

$$h_{хим}=U_н\tau_{хим},$$

отсюда

$$U_н\approx\sqrt{\frac{a}{\tau_{хим}}}$$

Полученная формула показывает, что нормальная скорость распространения пламени пропорциональна корню квадратному из коэффициента температуропроводности и обратно пропорциональна величине $\sqrt{\tau_{хим}}$. Время сгорания можно приблизительно выразить величиной, обратно пропорциональной константе скорости реакций

$$\tau_{хим}\approx\frac{1}{k}=\frac{1}{k_0e^{-\frac{E}{RT}}}.$$

Учитывая, что основная масса газа выгорает при температуре, близкой к $T_г$, нормальную скорость распространения пламени следует отнести к величине температуры $T_г$. В этом предположении приближенная зависимость для определения $U_н$ примет следующий вид:

$$U_н\approx\sqrt{ak_0e^{-\frac{E}{RT_г}}}.$$

Из формулы видно, что нормальная скорость распространения пламени резко возрастает с повышением температуры горения газа. Следует отметить, что возрастание значения $U_н$ с увеличением начальной температуры газовоздушной смеси будет значительно менее интенсивно, чем экспоненциальная зависимость, так как повышение температуры предварительного подогрева смеси приводит к значительно меньшему увеличению температуры горения.

Рассмотренный процесс нормального распределения пламени представлен как чисто теплопроводный. В действительности на скорость распространения пламени кроме теплообмена оказывают влияние диффузионные явления. Они приводят к тому, что одно-

временно с процессом подогрева смеси происходит диффузионное перемешивание продуктов горения и свежего газа. В результате этого горит смесь, сильно разбавленная продуктами горения. На реакции горения также оказывают влияние активные центры, которые диффундируют в предпламенные зоны. Существующие решения в области процесса распространения пламени еще не обладают достаточной точностью, поэтому в инженерной практике пользуются экспериментальными значениями нормальных скоростей распространения пламени.

15.2. Распространение пламени в ламинарном потоке

Для осуществления стабильного процесса горения в потоке необходимо создать такие условия, чтобы фронт пламени был оставлен в пространстве. Выполнение этого условия обеспечивает газогорелочное устройство. Возникший фронт пламени, распространяющийся навстречу потоку газовоздушной смеси, стабилизируется в той области, где скорость потока равна скорости фронта пламени. Если поток газовоздушной смеси двигался бы в трубе с равномерным полем скоростей и его скорость была бы равна скорости распространения пламени, то возникший поперечный фронт пламени был бы остановлен в пространстве. Фронт пламени расположился бы перпендикулярно оси потока, а скорость его полностью уравновесила бы скорость пламени. В результате установился бы стационарный процесс горения. Следовательно, условием стабилизации горения является прямая компенсация скорости пламени скоростью потока, т. е. $W_{пот}=U_н$.

Вместе с тем, если бы даже удалось осуществить прямую компенсацию плоского фронта пламени, то такая горелка могла бы работать только на одном режиме, соответствующем стабильности фронта пламени. При увеличении скорости потока она превосходила бы скорость распространения пламени ($W_{пот}>U_н$) и пламя отрывалось бы от горелки. В противоположном случае, когда $U_н>W_{пот}$, пламя проскакивало бы внутрь горелки. В обоих случаях терялась бы устойчивость процесса горения. В действительности поток смеси имеет неравномерное поле скоростей. В центральной части потока скорость максимальная, а у стенки равна нулю. Вследствие этого возникает косой фронт пламени (величина $U_н$ компенсирует только нормальную составляющую скорости потока, а другая составляющая, направленная вдоль фронта, остается некомпенсированной, рис. 15.5). Составляющая $W_т$ будет сносить фронт пламени по поверхности конуса вверх, к его вершине.

Таким образом, косое пламя может устойчиво существовать только при непрерывном поджигании газовоздушной смеси с периферии. Если поджигание прекратить, то пламя переместится к вершине и погаснет. Отсюда следует, что условием, обеспечивающим устойчивость пламени, является полная и прямая компенсация скорости потока встречной скоростью пламени. Компенсация только нормальной составляющей скорости потока, которая наблюдается при косом пламени, не обеспечивает устойчивого горения. Исходя из этого газовая горелка должна иметь такие конструктивные элементы, в которых создаются благоприятные условия для возможности прямой компенсации скорости потока скоростью пламени. Эти благоприятные условия должны существовать во всем диапазоне нагрузок от минимальной до максимально допустимой.

При косом пламени оказывается возможным регулировать производительность горелки, так как при изменении нагрузки будет изменяться не только скорость потока, но и угол φ между скоростью потока и нормалью к пламени, при этом нормальная составляющая потока будет равна $U_н$ и при стабилизации корневой части приобретает стабильность весь фронт пламени.

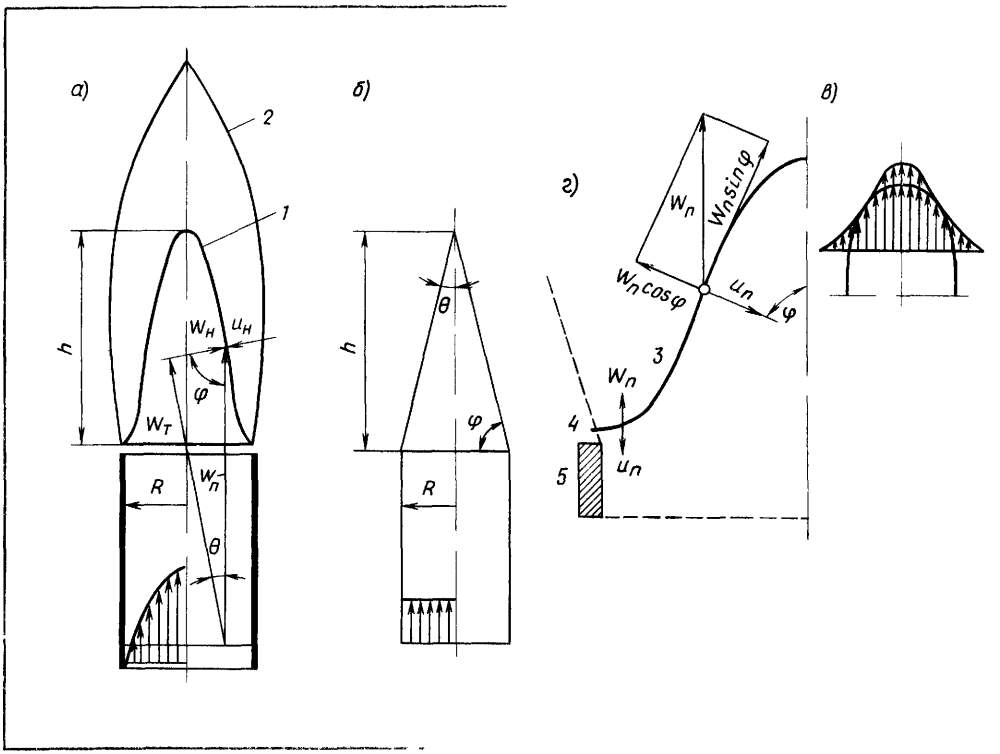


Рис. 15.5. Схема пламени на горелке Бунзена
а — пламя на горелке *б* — упрощенная форма внутреннего корпуса, *в* — поля скоростей потока при выходе из горелки, *г* — стабилизация ламинарного пламени на горелке, *1* — внутренний конус, *2* — наружный конус, *3* — косой фронт пламени, *4* — поперечный фронт пламени, поджигающий пояс, *5* — стенка горелки

На закономерности распространения пламени на горелке Бунзена (см. рис 15.5, *а*) основан другой метод экспериментального определения нормальной скорости распространения пламени $U_н$ (метод Гюи—Михельсона). Из устья горелки выходит газовоздушная смесь с избытком горючего, ибо газ смешан только с 50...60% воздуха от теоретически необходимого. Газовоздушный поток движется ламинарно, и поле скоростей имеет параболический характер. По мере удаления от устья горелки профиль скоростей деформируется, а скорости по величине уменьшаются. Пламя состоит из внутреннего *1* и внешнего (наружного) *2* конусов. Внутренний конус представляет собой поверхность остановленного фронта пламени, где выгорает часть горючего, обеспеченная первичным воздухом. Остановленный фронт пламени означает, что в каждой точке поверхности внутреннего конуса имеет место равенство между нормальной скоростью распространения пламени (она направлена внутрь конуса) и нормальной составляющей скорости потока газовоздушной смеси. Математически это выражается следующим уравнением:

$$U_н = W_п \cos\varphi,$$

где $W_п$ — скорость потока смеси, φ — угол между скоростью потока и нормалью к фронту пламени

Это соотношение носит название закона косинуса (закон Михельсона) и отражает основное условие стабилизации фронта пламени на горелке. Внутренний конус пламени ярко очерчен и имеет зеленовато-голубой цвет. Внешний конус представляет собой

поверхность, где в результате диффузии окружающего воздуха выгорает оставшаяся часть газа. Наружный конус не имеет четкого контура, его границы размыты. Если считать внутренний конус геометрически правильным, можно получить простое соотношение, связывающее высоту конуса с основными характеристиками процесса горения. Такая зависимость позволяет провести качественный анализ влияния отдельных параметров на высоту пламени. Из рис. 15.5, *б* имеем:

$$\cos\varphi = \frac{R}{\sqrt{h^2+R^2}},$$

где h — высота внутреннего пламени; R — внутренний радиус горелки.

Подставляя это выражение в предыдущую формулу, получаем:

$$U_{н} = W_{п}\frac{R}{\sqrt{h^2+R^2}} = \frac{Q_{см}R}{\pi R^2\sqrt{h^2+R^2}}.$$

Расход газовоздушной смеси можно определить следующим образом:

$$Q_{см} = Q_{газ}(1+\alpha' V_0),$$

где $Q_{газ}$ — расход газа; α' — коэффициент первичного воздуха; V_0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для горения.

В этом случае формула для величины $U_{н}$ примет вид

$$U_{н} \approx \frac{Q_{газ}(1+\alpha' V_0)}{\pi R\sqrt{h^2+R^2}}.$$

Следовательно, для экспериментального определения нормальной скорости распространения пламени достаточно измерить расход газа, внутренний радиус горелки, высоту внутреннего конуса и коэффициент первичного воздуха. В действительности внутренний конус пламени не является геометрически правильным конусом. У основания фронт пламени расходится шире отверстия горелки, а у вершины он имеет плавное закругление.

Нормальная скорость распространения пламени неодинакова во всех точках внутреннего конуса. У вершины она имеет максимальное значение, а у основания — минимальное. Увеличение значения $U_{н}$ к вершине внутреннего конуса объясняется тем, что газовоздушная смесь, движущаяся в центральной узкой части, получает повышенный предварительный разогрев. Кроме того, в нее диффундирует большое количество активных центров из зоны реакций и расположенных ниже предпламенных зон. У основания внутренний конус имеет диаметр, превышающий диаметр горелки. Это объясняется тем, что в трубе горелки давление газовоздушной смеси несколько больше атмосферного, поэтому при выходе поток расширяется (рис. 15.5, *в*). По мере приближения к основанию конуса нормальная скорость распространения пламени уменьшается вследствие усиленного теплоотвода в стенки горелки и подмешивания воздуха из окружающей атмосферы. Расстояние между основанием конуса и горелки примерно равно физической толщине пламени.

В предположении, что внутренний конус пламени является геометрически правильным конусом ($U_{н}$ — величина постоянная, а выходное поле скоростей равномерное), была получена простая формула для определения нормальной скорости распространения пламени. В большинстве случаев эти допущения являются вполне приемлемыми, а точность определения величины $U_{н}$ достаточной. Однако при этом будет определена средняя скорость распространения пламени, равная $U_{н}$ в какой-то средней точке образующей конуса. Основными факторами, определяющими величину нормальной скорости распространения пламени, являются состав смеси, давление и температура.

Кривые нормальных скоростей распространения пламени для некоторых газовоздушных смесей, полученные на горелках, показаны на рис. 15.6. Они имеют колоколообразный вид. По мере приближения концентрации горючего в смеси к границам воспламенения нормальные скорости уменьшаются и на границах имеют определенные значения. Таким образом, имеют место

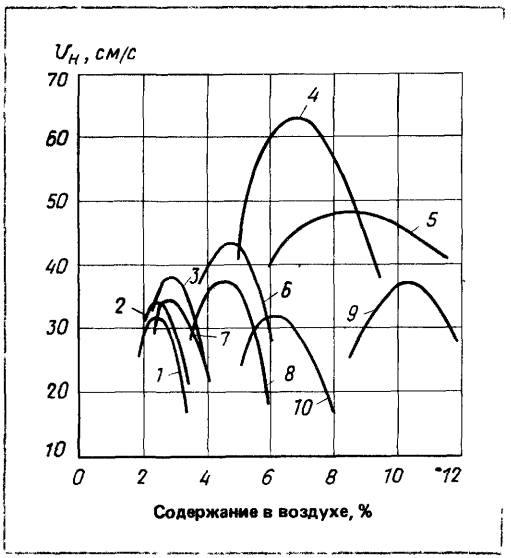


Рис. 15.6. Зависимость нормальной скорости распространения пламени от состава газовоздушной смеси
1 — гексан *2*— цикло гексан, *3*— бензол, *4*— этилен, *5* — сероуглерод, *6*— пропилен, *7*— пентан, *8*— этиловый эфир, *9*— метан, *10*— ацетон

граничные скорости распространения пламени, мало зависящие от свойств смеси, и для всех смесей близкие к величине 0,05 м/с.

Часто при рассмотрении процесса распространения пламени целесообразно использовать понятие массовой скорости, которая определяется выражением $U_н\rho$. Массовая скорость представляет собой количество вещества, воспламеняемого на единице поверхности пламени в единицу времени. Массовая скорость включает плотность горючей смеси и учитывает ее состояние (давление и температуру) до воспламенения. Нормальная скорость распространения пламени является объемным понятием, что следует учитывать в расчетах.

Одной из характерных особенностей кривых нормальных скоростей является то обстоятельство, что максимум скоростей газовоздушных смесей никогда не соответствует стехиометрическому составу. Он всегда смещен в сторону обогащенных смесей, т. е. содержащих избыточное количество горючего газа. Это объясняется тем, что помимо теплового эффекта на скорости распространения пламени сказывается кинетика горения, а оптимальные условия выхода продуктов горения, вытекающие из кинетических уравнений, не соответствуют стехиометрическому составу смеси. В табл. 15.2 приведены стехиометрические составы и нормальные скорости, соответствующие этим составам; составы, соответствующие максимальным значениям нормальных скоростей, и максимальные скорости распространения пламени в газовоздушных смесях.

Предварительный подогрев газовоздушной смеси приводит к увеличению нормальной скорости распространения пламени. Эту зависимость отражает следующее эмпирическое уравнение (по Пассауэру):

$$U_н = aT_0^2,$$

Таблица 15.2 **Нормальные скорости распространения пламени в газовоздушных смесях**

Газ	Химическая формула	Стехиометрическая смесь		Смесь с максимальной скоростью распространения пламени	
		содержание газа в смеси с воздухом %	нормальная скорость, м/с	содержание газа в смеси с воздухом, %	нормальная скорость, м/с
Водород	H_2	29,5	1,6	42	2,67
Оксид углерода	CO	29,5	0,3	43	0,42
Метан	CH_4	9,5	0,28	10,5	0,37
Этан	C_2H_6	—	—	6,3	0,4
Пропан	C_3H_8	—	—	4,3	0,38
Бутан	C_4H_{10}	—	—	3,3	0,37
Этилен	C_2H_4	6,5	0,5	7	0,63
Ацетилен	C_2H_2	7,7	1	10	1,35

а для массовой скорости:

$$U_{н}\rho = bT_0,$$

где a и b — постоянные величины.

Полученная интенсивность роста скорости пламени от температуры оказывается меньше интенсивности, определяемой экспоненциальным законом. Отсюда следует, что протекание реакции в пламени не определяется температурой предварительного подогрева смеси, а зависит от условий в зоне воспламенения, которые определяются явлениями теплопроводности и диффузии. По данным Я. Б. Зельдовича, температура, определяющая процесс распространения пламени, близка к температуре пламени. Анализ экспериментальных результатов по поводу влияния подогрева смеси подтверждает это положение. Сопоставление скоростей распространения пламени с температурой горения дает однотипные кривые, весьма возрастающие с температурой, а закон температурного изменения скоростей пламени может быть выражен кривой согласно закону Аррениуса.

Рассмотрим стабилизацию пламени на горелке Бунзена. Скорость потока газовоздушной смеси по направлению к стенкам горелки значительно уменьшается и вблизи стенок поток сильно заторможен. Здесь создается область медленного течения. Скорость распространения пламени вблизи стенок вследствие их охлаждающего действия также значительно меньше средней величины. В этой области у основания конуса бунзеновского пламени создаются благоприятные условия для возможности прямой компенсации скорости потока скоростью пламени (см. рис. 15.5, *г*), т. е.:

$$U_{н} = W_{п};\ \cos\varphi = 1.$$

Вследствие этого фронт пламени в нижней части конуса разворачивается в горизонтальную плоскость, образуя кольцевую зону поперечного фронта пламени. Эта зона является зоной устойчивого горения и может существовать самостоятельно. Она выполняет роль непрерывно действующего зажигающего пояса. На остальных участках конуса, где пламя косое, скорость распространения пламени компенсирует только нормальную составляющую скорости потока

$$U_{н} = W_{н} = W_{п}\cos\varphi.$$

Другая же составляющая скорости потока

$$W_{т} = W_{п}\sin\varphi$$

будет сносить точку воспламенения вдоль фронта воспламенения к вершине.

Закон косинуса, являясь результатом сложения двух движений, определяет форму и размеры пламени, а устойчивость пламени определяется процессом стабилизации корневой части конусообразной зоны горения. Рассмотренное положение хорошо подтверждается на опыте. Например, стабильность работы горелки легко нарушается небольшим потоком воздуха, направленным на нижнюю часть конуса, и, наоборот, пламя сохраняет устойчивость при существенном увеличении скорости средней части струи, если не нарушены условия течения на периферии.

В периферийный зажигающий пояс из основного потока диффундирует горючий газ, а из атмосферы — воздух. Чем богаче состав смеси в струе, тем устойчивее факел, так как в этом случае создается более мощная кольцевая зона горючей смеси. Этим объясняется большая устойчивость диффузионного пламени, когда горение происходит за счет окружающего воздуха, а из горелки поступает чистый газ. Эффективность зажигающего пояса, обеспечивающего стабилизацию корневой части конуса, оказывается достаточной при определенных режимах работы горелки. С увеличением производительности горелки и ростом скорости потока размеры зажигающего пояса уменьшаются и при определенной скорости он уже не может обеспечить непрерывного зажигания, в результате чего произойдет отрыв пламени от устья горелки. Такой отрыв обычно наблюдается

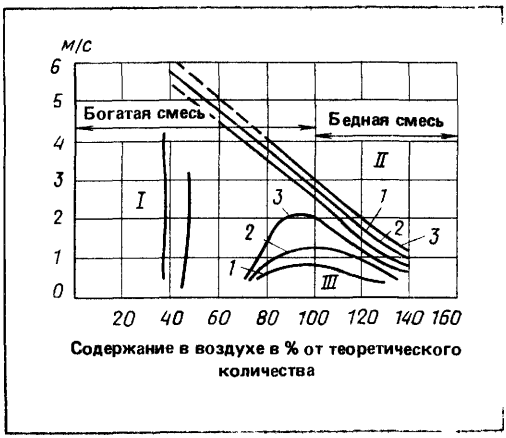


Рис. 15.7. Предельные скорости, соответствующие отрыву и проскоку пламени для смесей природного газа с воздухом
I— область свечения пламени, *II*— область отрыва пламени, *III*— область проскока пламени внутрь горелки, *1*— диаметр огневого отверстия 1/2", *2*—то же, 1", *3*—то же, 11/4"

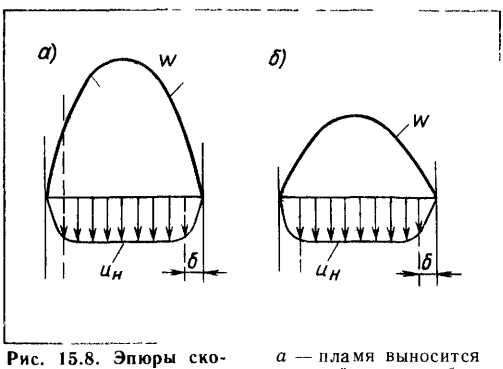


Рис. 15.8. Эпюры скоростей при отрыве и проскоке пламени
а — пламя выносится на край горелки, *б* — проскок пламени

еще до того, как горение становится турбулентным.

Если снижать производительность горелки, то скорость потока будет уменьшаться и окажется меньше скорости распространения пламени. В этот момент пламя проникает внутрь горелки, т. е. происходит проскок пламени. Ввиду тормозящего действия стенок скорость потока у стенок равна нулю, поэтому, казалось бы, вблизи них пламя всегда должно проникать внутрь горелки. Однако вследствие охлаждающего действия стенок скорость распространения пламени по мере приближения к ним значительно уменьшается и превращается в нуль. Расстояние, в пределах которого существенно уменьшается скорость распространения пламени, примерно соответствует толщине зоны заметного подогрева смеси. Поэтому если на границе этой зоны скорость $U_н$ окажется равной или больше локального значения скорости потока, произойдет проскок пламени. Таким образом, если отрыву пламени препятствует зажигающий пояс, расположенный у корневой части факела вне горелки, то проскоку пламени препятствует кольцевая зона охлаждения стенками у края горелки. Следовательно, отрыв пламени определяется положением на выходе струи из горелки, в то время как проскок определяется состоянием газа внутри горелки.

Экспериментальные значения предельных скоростей, соответствующих отрыву и проскоку пламени при сжигании природного газа, показаны на рис. 15.7, откуда следует, что с уменьшением коэффициента первичного воздуха предельная скорость, соответствующая отрыву пламени, увеличивается. Это объясняется тем, что при работе горелки на обогащенных смесях в зажигающий пояс диффундирует больше горючего и в смеси со вторичным воздухом, который диффундирует из атмосферы, образуется достаточно мощный очаг. С обеднением смеси количество горючего, диффундирующего в зажигающий пояс, уменьшается, а вторичный воздух настолько разбавляет смесь у корневой части факела, что мощность зоны зажигания в значительной мере падает, снижая и предельную скорость отрыва пламени. Чем больше диаметр выходного отверстия горелки, тем мощнее поток и тем выше предел отрыва пламени.

Кривые проскока пламени по характеру подобны кривым нормальных скоростей распространения пламени, что находится в полном соответствии с высказанными ранее соображениями. Действительно, чем больше величина $U_н$, тем при прочих равных условиях больше вероятность проско-

ка и тем, следовательно, больше должна быть скорость потока, предотвращая проскок пламени. С увеличением диаметра выходного отверстия горелки охлаждающий эффект стенок уменьшается, возможность проскока пламени увеличивается и предельная скорость потока возрастает.

Границы светящегося пламени показаны на рис. 15.7. При малых коэффициентах первичного воздуха происходит разложение углеводородов с образованием сажи, что приводит к свечению пламени и химической неполноте горения. Поэтому работа горелок с малыми коэффициентами первичного воздуха нежелательна.

Положение кривых проскока и кривых отрыва пламени зависит от свойств газа. Чем большую скорость распространения пламени имеет газ, тем соответственно выше располагаются предельные кривые. Поэтому искусственные газы, содержащие большой процент водорода, склонны к проскоку пламени, а природные газы, характеризующиеся меньшим значением $U_н$, склонны к отрыву пламени. С известным упрощением явления отрыва и проскока пламени можно иллюстрировать следующим образом (рис. 15.8). При соотношении скоростей потока W и скоростей пламени $U_н$, соответствующих случаю *а*, проскок пламени исключен, и пламя выносится на край горелки. Случай *б* соответствует проскоку пламени; пунктиром на рисунке показана ширина зоны подогрева газовоздушной смеси.

15.3. Распространение пламени в турбулентном потоке

В промышленных газогорелочных и топочных устройствах осуществляют сжигание газа в турбулентном потоке, в результате чего существенно интенсифицируются тепловые процессы, протекающие при его горении. Значительно возрастает и скорость распространения пламени. Распространение пламени в турбулентном потоке можно наблюдать при выходе готовой смеси из горелки, когда скорость потока соответствует турбулентному движению. В этом случае возникший фронт пламени имеет размытые контуры и значительную толщину. Пламя неустойчивое, легко отрывается от горелки, и для его поддержания необходимо организовать непрерывное зажигание струи с периферии.

Процесс распространения пламени определяется турбулентными характеристиками потока, турбулентной теплопроводностью, турбулентной диффузией и процессом химического превращения в зоне горения. Этими же характеристиками определяется и турбулентная скорость распространения пламени $U_т$. Так как турбулентные характеристики потока зависят от его скорости, следовательно, турбулентная скорость распространения пламени также будет зависеть от скорости потока. В этом состоит одно из существенных отличий процесса турбулентного распространения пламени от нормального распространения в ламинарном потоке.

Экспериментальное определение турбулентных скоростей распространения пламени показывает, что с ростом турбулизации потока (скорости и числа Re) растет и отношение скорости турбулентного распространения пламени $U_т$ к скорости нормального распространения пламени в ламинарном потоке $U_н$. Зависимость

$$U_т/U_н = f(\mathrm{Re}),$$

полученная экспериментально, показана на рис. 15.9. На основании обработки экспериментальных значений скоростей распространения турбулентного пламени (ацетилен-, этилен- и пропан-воздушных смесей) исследователями была получена эмпирическая формула

$$U_т = 0{,}18 U_н d^{0{,}26} \mathrm{Re}^{0{,}24},$$

где $U_н$ — приведено в см/с, а d — в см

Зависимость значения $U_т$ от концентрации горючего имеет такой же

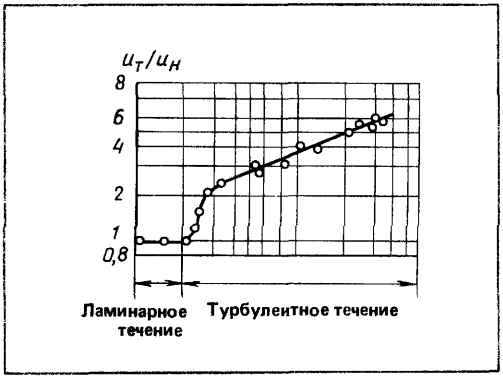


Рис. 15.9. Изменение скорости распространения пламени в зависимости от режима движения газовоздушной смеси — числа Рейнольдса

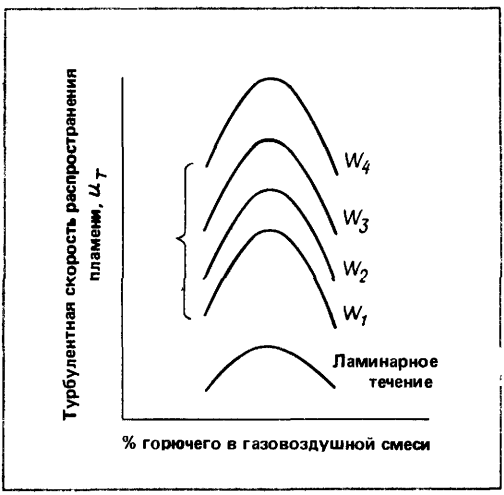


Рис. 15.10. Зависимость турбулентной скорости распространения пламени $U_т$ от концентрации горючего и скорости движения потока W

характер, как и для случая нормального распространения пламени (рис. 15.10). Однако чем больше скорость, тем выше располагаются кривые и соответственно увеличиваются граничные скорости. Очевидно, что при очень больших скоростях разница между максимальной и граничными скоростями распространения пламени будет незначительной, поэтому турбулентная скорость распространения пламени будет весьма мало зависеть от химических свойств смеси.

При турбулентном течении процесс обмена или смешения осуществляется в результате перемещения молярных масс газа, т. е. в результате турбулентной диффузии. Теория турбулентности дает следующую модель потока. Установившийся поток движется со средней скоростью W, а движение отдельных частиц, кроме того, характеризуется пульсационными составляющими скоростями W'. Таким образом, проводится аналогия неупорядоченного движения отдельных турбулентных объемов (молей газа), которые кроме средней скорости потока обладают быстро меняющимися дополнительными скоростями W' с неупорядоченным движением молекул. При поперечном перемещении частица должна пройти определенный путь, чтобы успеть приобрести скорость, соответствующую той точке, в которую она попадет, т. е. чтобы потерять свою индивидуальность. Эту величину называют длиной пути смешивания или масштабом турбулентности и обозначают через l. Третья величина, которой характеризуют процесс турбулентного смешения, называется коэффициентом турбулентного обмена $A_т$ и определяется в $м^2/с$ из выражения

$$A_т = W'l.$$

Коэффициент турбулентного обмена является аналогом коэффициента молекулярной диффузии

$$D = -\frac{1}{3}\bar{\lambda}\bar{C},$$

где $\bar{\lambda}$ — средняя длина свободного пробега молекул; $\bar{C}$ — средняя скорость движения этих молекул

В настоящее время механизм турбулентного распространения пламени полностью еще не решен. Наиболее распространенной и экспериментально подтвержденной является модель поверхностного горения, по которой во всех случаях фронт пламени сохраняется. Основные теоретические представления по распространению турбулентного пламени были разработаны

Дамкелером и в дальнейшем развиты Щелкиным. Исходя из сравнения масштаба турбулентности l с толщиной ламинарного пламени $h_л$ различают следующие два типа турбулентного пламени (рис. 15.11). Если масштаб турбулентности меньше толщины фронта ламинарного пламени ($l<h_л$), тогда имеет место мелкомасштабная турбулентность, поверхность пламени сохраняется плоской, но приобретает шероховатость, связанную с пульсацией турбулентных молей. Пульсационные скорости увеличивают интенсивность тепло- и массообмена, а следовательно, увеличивают скорость распространения пламени. Нормальная скорость распространения пламени пропорциональна корню квадратному из коэффициента температуропроводности. Проводя аналогию, можно предположить, что турбулентная скорость будет пропорциональна корню квадратному из коэффициента турбулентного обмена, являющегося аналогом коэффициента температуропроводности, диффузии и кинематической вязкости.

К. И. Щелкин предполагает: $A_т = a_м + a_т = a_м + lW'$, т. е. коэффициент турбулентного обмена равен сумме коэффициентов молекулярной $a_м$ и турбулентной $a_т$ температуропроводностей. Отсюда можно получить выражение для скорости турбулентного распространения пламени при мелкомасштабной турбулентности

$$U_т \approx \sqrt{\frac{A_т}{\tau}} = \sqrt{\frac{a_м}{\tau}\left(1+\frac{lW'}{a_м}\right)} =$$

$$= U_н \sqrt{1+\frac{lW'}{a_м}}.$$

Таким образом, при мелкомасштабной турбулентности характеристики горения зависят как от кинетических факторов $U_н$, так и от пульсационной скорости W' или от скорости потока. Если значение $a_т \to 0$, процесс приобретает чисто ламинарный характер с нормальной скоростью распространения $U_н$.

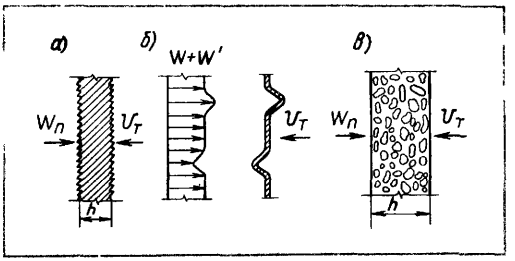


Рис. 15.11. Типы турбулентного пламени *а* — мелкомасштабная турбулентность, *б*, *в* — крупномасштабные турбулентности

При крупномасштабной турбулентности фронт пламени делается очень шероховатым, волнистым, его поверхность как бы покрывается многими бунзеновскими конусами, ширина которых определяется масштабом турбулентности l, а высота — пульсационной составляющей скорости W' (см. рис. 15.11, *б*). С увеличением турбулизации потока фронт может разорваться на отдельные очаги горения и пламя будет представлять собой слой рваных движущихся выгорающих и свежих частиц смеси.

Как отмечалось выше, рассмотренная модель предполагает, что в любой стадии процесс горения имеет поверхностный характер и фронт пламени распространяется с нормальной скоростью $U_н$. Если фронт пламени не разорван, то интенсификация процесса является следствием увеличения поверхности горения. Если фронт разорван и пламя состоит из отдельных горящих молей, то их поверхность представляет собой фронт пламени, который распространяется со скоростью $U_н$. Таким образом, в последнем случае скорость турбулентного горения определяется суммарной поверхностью всех горящих молей, т. е. интенсификация процесса также объясняется увеличением поверхности горения. Это положение отражает следующее соотношение:

$$U_т/U_н = F_{пл}/F_0,$$

где $F_{пл}$ — действительная мгновенная поверхность пламени, F_0 — поперечное сечение потока

По разработкам К. И. Щелкина предполагается, что поверхность пламени искривленная и состоит из конусов, высота которых $W'\tau$, а диаметр равен масштабу турбулентности. Время τ равно времени, за которое ламинарное пламя пройдет путь, равный $l/2$. Отношение боковой поверхности конуса высотой $W'l/2U_н$ с диаметром l к площади основания определит отношение поверхностей $F_{пл}/F_0$. К. И. Щелкин дает следующую зависимость:

$$U_т = U_н \sqrt{1 + \frac{(W')^2}{U_н^2}}.$$

Учитывая приближенность в расчете поверхности $F_{пл}$, следует написать:

$$U_т = U_н \sqrt{1 + B\frac{(W')^2}{U_н^2}}.$$

По опытным данным, B мало отличается от единицы.

При большой турбулентности $W' \gg U_н$ полученное выражение переходит в уравнение

$$U_т \approx W',$$

а при отсутствии турбулентности ($W'=0$) имеем

$$U_т = U_н.$$

Полученная независимость $U_т$ от $U_н$ при развитой турбулентности расходится со сложившимся мнением большинства исследователей, что нормальная скорость распространения ламинарного пламени является существенным фактором для величины $U_т$ даже при очень интенсивной турбулентности. Поэтому за расчетное уравнение принимают следующее соотношение:

$$U_т = U_н\left[1 + B_2\left(\frac{W'}{U_н}\right)^n\right].$$

В случае развитой турбулентности пренебрегаем единицей и получаем

$$U_т = A(W)^n U_н^{1-n},$$

т. е. $U_т$ зависит от $U_н$.

Рассмотренная зависимость многократно использовалась различными авторами в экспериментах. В результате для показателя степени получено среднее значение $n=0{,}7$. Эти опыты указывают на превалирующее значение пульсационной скорости на скорость распространения турбулентного пламени. Большое влияние пульсационных скоростей на величины $U_т$ объясняют автотурбулизацией, которая генерируется пламенем и вызывает дополнительные пульсации.

Рассмотрим развитие турбулентного факела в свободном пространстве (рис. 15.14, *а*). В нем можно различить: зону холодной, еще не воспламенившейся газовоздушной смеси — ядро факела *1*; зону воспламенения и горения — видимый турбулентный фронт горения *2*; в этой зоне выгорает основная часть газа (степень выгорания достигает 90%); зону догорания, где завершается процесс горения *3*; границы этой зоны невидимы и их обнаруживают с помощью газового анализа. В соответствии с изложенным длину турбулентного факела можно представить в виде формулы

$$L_ф = L_в + \delta_т + L_д,$$

где $L_ф$ — общая длина факела; $L_в$ — длина холодного ядра факела; $\delta_т$ — толщина турбулентного фронта горения по оси струи; $L_д$ — толщина зоны догорания по оси струи.

Длина холодного ядра факела определяется процессом распространения пламени в струе данной аэродинамической характеристики. С известным приближением можно считать, что

$$L_в \approx Wr/U_т,$$

где W — скорость истечения смеси; r — радиус горения; $U_т$ — турбулентная скорость распространения пламени.

Толщина турбулентного фронта горения по оси струи зависит от турбулентных характеристик пламени (l и W') и горючих свойств газовоздушной смеси. Процесс горения в турбулентном потоке протекает очень быстро и характеризуется большими локальными значениями объемного теплонапряжения, поэтому сократить зону горения $\delta_т$ путем интенсификации процесса весьма затруднительно.

Толщина зоны догорания $L_д$ не зависит от аэродинамики струи, а оп-

ределяется в основном кинетическими свойствами смеси и скоростью потока (временем пребывания). Для смеси определенного состава можно написать

$$L_д = kW,$$

где k — константа.

Из рассмотрения составляющих общей длины факела следует, что сократить его размеры, интенсифицировать процесс горения можно в основном путем воздействия на величину $L_в$. Этого можно добиться уменьшением диаметра выходных отверстий горелки, увеличением скорости турбулентного распространения пламени и периметра зажигания (например, при периферийном зажигании потока путем создания дополнительного очага зажигания на его оси с помощью тела плохо обтекаемой формы).

15.4. Устойчивость горения и стабилизация пламени

При рассмотрении вопроса о горении газовоздушной смеси в ламинарном потоке были даны физическая модель стабилизации бунзеновского пламени на горелке и основное условие устойчивого горения. Ввиду важности вопроса для технических приложений, особенно при проектировании газогорелочных устройств, остановимся подробнее на расчете устойчивости факела при сгорании газовоздушной смеси на горелках как при ламинарном, так и турбулентном режиме. Б. Льюсом и Г. Эльбе была разработана теория критического градиента граничной скорости, объясняющая явления проскока и отрыва пламени от горелки и позволяющая с помощью эксперимента рассчитывать пределы устойчивого горения. Согласно этой теории, проскок пламени происходит в случае касания кривых скоростей потока W и скоростей пламени $U_н$ вблизи стенок трубы. Условие касания определяется следующим равенством:

$$\left(\frac{dW}{dr}\right)_{r\to R} = \left(\frac{dU}{dr}\right)_{r\to R},$$

где r — текущий радиус; R — радиус горелки

При ламинарном течении в трубе поле скоростей параболическое и описывается уравнением

$$W = W_{макс}\left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right),$$

но

$$W_{макс} = 2\bar{W}_{ср}.$$

$\bar{W}_{ср}$ — средняя скорость потока, поэтому расход газа Q равен:

$$Q = \pi R^2 \bar{W}_{ср} = \frac{\pi}{2} W_{макс} R^2,$$

отсюда $$W = \frac{2Q}{\pi R^2}\left(1 - \frac{r^2}{R^2}\right);$$

$$-\operatorname{grad} W = \left(\frac{dW}{dr}\right)_{r\to R} = -\frac{4}{\pi}\frac{Q}{R^3}.$$

Если скорость W или расход Q определены экспериментально при проскоке пламени, тогда можно рассчитать критический градиент, который будет равен:

$$\operatorname{grad} W_{пр} = \frac{4Q_{кр}}{\pi R^3},$$

где grad $W_{пр}$ и $Q_{кр}$ — критические градиенты скорости и расход смеси, соответствующие проскоку пламени.

Если градиент, соответствующий фактическому режиму работы горелки, больше критического, т. е. grad $W >$ $>$grad $W_{пр}$, тогда проскока пламени не будет. Градиент нормальных скоростей при условиях проскока пламени равен критическому градиенту, т. е.

$$-\left(\frac{dU}{dr}\right)_{r\to R} = \frac{4}{\pi}\frac{Q}{R^3}.$$

Величина критического градиента зависит от состава горючей смеси, следовательно, для смеси определенного состава величина $\frac{4}{\pi}\frac{Q}{R^3}$ должна быть постоянной. Предыдущее уравнение можно записать через диаметр отверстия d и скорость смеси W:

$$-\left(\frac{dU}{dr}\right)_{r\to R} = 8\left(\frac{W}{d}\right).$$

Из этого уравнения следует, что для горючей смеси постоянного соста-

ва предельные скорости проскока пламени прямо пропорциональны диаметрам выходных отверстий горелки. Чем больше диаметр горелки, тем выше предельная скорость. Опытные данные достаточно хорошо подтверждают полученные соотношения. Если исходя из скоростей, соответствующих проскоку пламени у горелок различных диаметров, вычислить градиенты (т. е. величины $\frac{4}{\pi}\frac{Q}{R^3}$), то все кривые для горелок разных диаметров удовлетворительно соберутся в одну линию (см. рис. 15.12).

Как отмечалось выше, критические условия, соответствующие проскоку пламени, можно представить равенством локальной скорости потока и нормальной скорости распространения пламени в отдалении от стенки на ширину зоны подогрева газовоздушной смеси. Это условие можно использовать для определения градиента нормальных скоростей:

$$\text{grad } U_{\text{н}} = \frac{dU_{\text{н}}}{dn} = \frac{U_{\text{н}}}{k'\delta} = \frac{U_{\text{н}}}{kh_{\text{ф}}} = \frac{U_{\text{н}}^2}{ka}$$

Здесь знак градиента определяется направлением от стенки, поэтому он записан так: $\frac{dU_{\text{н}}}{dn}$. Приближенное значение градиента определено через δ (см. рис. 15.8), которая в дальнейшем заменена физической шириной пламени (см. рис. 15.4), так как ширина зоны подогрева пропорциональна $h_{\text{ф}}$ (здесь a — коэффициент температуропроводности). Приравнивая градиенты $\text{grad } W = \text{grad } U_{\text{н}}$ и производя некоторые преобразования, получим следующее уравнение, записанное через безразмерные числа Пекле ($\text{Pe} = \frac{Wl}{a}$):

$$\frac{Wd}{a} = \frac{1}{8k}\left(\frac{U_{\text{н}}d}{a}\right)^2$$

или

$$\text{Pe} = \frac{1}{8k}\text{Pe}_{\text{пл}}^2.$$

Следовательно, критические условия проскока пламени можно представить в виде связи между числом Pe и числом $\text{Pe}_{\text{пл}}$ пламени. Полученное уравнение хорошо подтверждается экспериментом. Критические условия, соответствующие отрыву пламени, принципиально такие же, что и при оценке проскока пламени. Отрыв пламени также определяется равенством градиентов скоростей на периферии струи вне канала горелки. Но в этом случае как расходы, соответствующие отрыву, так и критические градиенты будут больше. Критические условия отрыва запишутся так:

$$\text{grad } W < \text{grad } W_{\text{отр}},$$

т. е. фактический градиент скоростей у стенки горелки должен быть меньше критического градиента отрыва, который определяется экспериментально по измеренным скоростям W или расходу Q, соответствующим отрыву пламени. Расчет производится по тем же формулам, что и при расчете проскока пламени. Обобщенная безразмерная зависимость представляется так:

$$\text{Pe} = C\text{Pe}_{\text{пл}}^m.$$

Для турбулентного потока критический градиент определяется по эмпирической формуле

$$\text{grad } W = 0{,}023\ W^{1{,}8}/(d^{0{,}2}\nu^{0{,}8}).$$

Из сравнения градиента скорости турбулентного пламени с градиентом скорости ламинарного пламени следует, что для турбулентного пламени градиент в большей степени зависит от скорости потока смеси (показатель степени 1,8 вместо 1) и в меньшей степени — от диаметра отверстия (0,2 вместо 1).

Зависимости пределов проскока и отрыва пламени от определяющих параметров, полученные исследователями на основании эксперимента, приведены ниже.

Пределы проскока пламени $W_{\text{пр}}$, выраженные через безразмерные числа Pe, как было показано выше, имеют квадратичную зависимость:

1) при сжигании газа в свободном факеле (при $Q_{\text{н}} = 13{,}82;\ 28{,}77;$

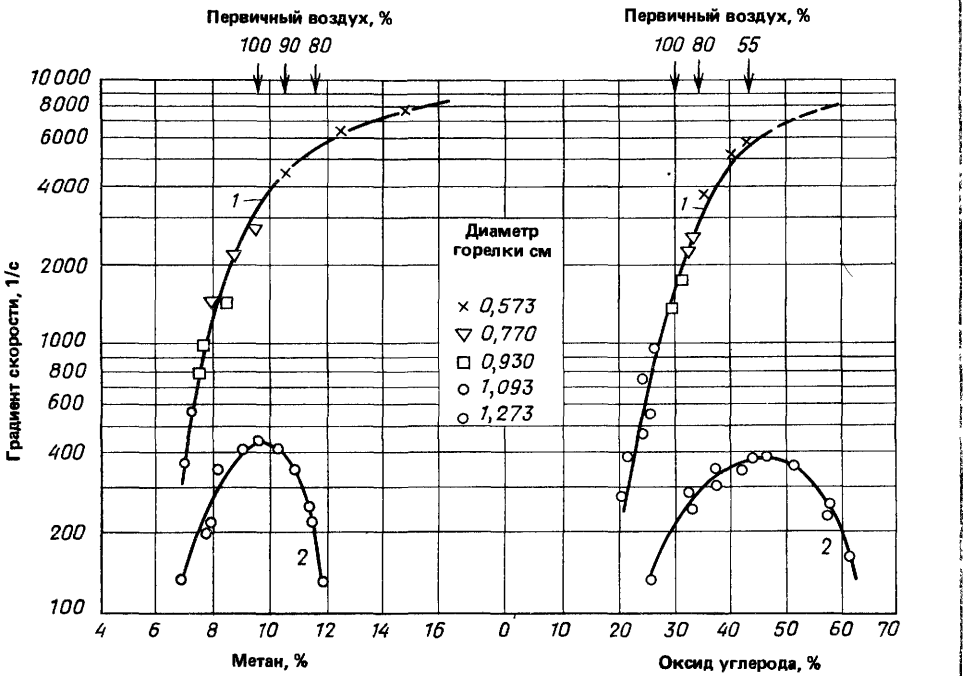


Рис. 15.12. Критические значения градиентов скорости для проскока и отрыва пламени в горелках
1 — область отрыва, *2* — область проскока

34,54 МДж/м^3, $\alpha=1,0$) в эжекционных горелках

$$\frac{W_{\text{пр}}\,d}{a}=4{,}5\cdot10^{-3}\left(\frac{U_{\text{н}}\,d}{a}\right)^2;$$

при сжигании в дутьевых горелках

$$\frac{W_{\text{пр}}\,d}{a}=2{,}8\cdot10^{-3}\left(\frac{U_{\text{н}}\,d}{a}\right)^2$$

Если величина $W_{\text{потока}}<W_{\text{пр}}$, произойдет проскок пламени внутрь горелки. Эжекционные горелки дают более однородную смесь, чем дутьевые, поэтому область проскока пламени у эжекционных горелок больше;

2) при сжигании газа в топочной камере с керамическим туннелем ($Q_{\text{н}}=28{,}77$ МДж/м^3, $\alpha=1$) уравнение, определяющее условия проскока пламени, имеет следующий вид:

$$\frac{W_{\text{пр}}\,d}{a}=7{,}75\cdot10^{-3}\left(\frac{U_{\text{н}}\,d}{a}\right)^2,$$

где d — диаметр выходного отверстия в туннеле.

Пределы отрыва пламени были обработаны также:

1) при сжигании газа в свободном факеле ($\alpha=0{,}6...1{,}2$) и эжекционных горелках предельная скорость отрыва $W_{\text{от}}$ определяется следующим соотношением:

$$\frac{W_{\text{от}}\,d}{a}=0{,}28\,\alpha^{-3}\left(\frac{U_{\text{н}}\,d}{a}\right)^{1{,}5},$$

а при сжигании газа в дутьевых горелках

$$\frac{W_{\text{от}}\,d}{a}=0{,}18\,\alpha^{-3}\left(\frac{U_{\text{н}}\,d}{a}\right)^{1\,5}$$

Если скорость потока $W_{\text{пот}}$ больше предельной скорости отрыва $W_{\text{от}}$, тогда произойдет отрыв пламени от горелки. Для эжекционных горелок предел отрыва больше, чем для дутьевых. Лучшая однородность газовоздушной смеси повышает устойчивость пламени против отрыва;

2) при сжигании газовоздушной смеси в туннеле ($\alpha=1{,}0...1{,}6$) условия

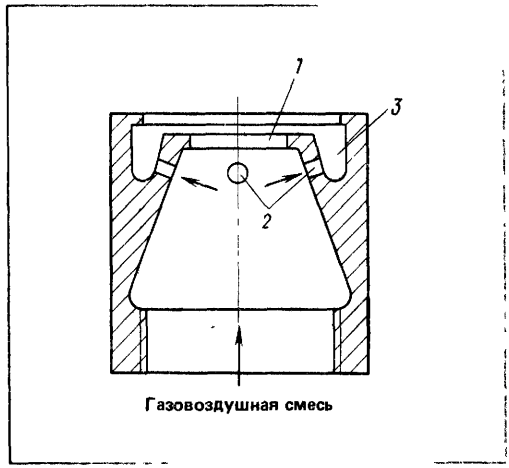


Рис. 15.13. Стабилизация пламени с помощью поджигающего очага *1*— выходное отверстие горелки, *2*— каналы, *3*— кольцевая щель

отрыва пламени определяются уравнением

$$\frac{W_{от} d}{a} = 0{,}575 \cdot 10^2 \alpha^{-2} \left(\frac{U_н D_т}{a} \right)^{1{,}5},$$

где $D_т$ — диаметр туннеля.

При рассмотрении устойчивости горения в ламинарном потоке установлено, что пламя сохраняется стабильным, т.е. не проскакивает внутрь горелки и не отрывается от нее в достаточно узком диапазоне скоростей. Для горелок, работающих с полным предварительным смешением газа с воздухом, и при турбулентном течении смеси зона устойчивой работы делается настолько узкой, что обеспечить нормальную работу горелки можно только с применением приемов искусственной стабилизации. Задача искусственной стабилизации пламени складывается из борьбы с проскоком и борьбы с отрывом пламени.

Как отмечалось выше, проскок пламени определяется условиями движения потока и теплообмена внутри горелки, на выходе из нее. Для предотвращения проскока пламени необходимо увеличить градиент скоростей потока у границ стенок и уменьшить градиент нормальных скоростей распространения пламени вблизи стенок горелки. Первое требование достигается увеличением скорости выхода газовоздушной смеси и максимальным выравниванием выходного поля скоростей из горелки.

Выравнивания выходного поля скоростей на выходе из горелки достигают поджатием потока с помощью конфузоров. Уменьшить градиент нормальных скоростей у стенки можно увеличением интенсивности теплоотвода в стенки горелки. Для этого головки горелки следует выполнять с воздушным или водяным охлаждением. Охлаждающее действие стенок растет с уменьшением диаметра отверстия, поэтому установка на выходе из горелки сетки с малыми ячейками или пакета, состоящего из близкорасположенных пластинок, способствует предотвращению проскока пламени. Для предотвращения отрыва пламени необходимо предусмотреть поджигающий очаг вне горелки на ее выходе. Его можно создать при помощи искусственного, непрерывно действующего зажигателя, созданием заторможенных зон или путем возврата раскаленных продуктов горения к корню факела. В качестве зажигателей могут быть использованы непрерывно действующая искра, раскаленное тело или пламя дополнительной горелки.

Прием стабилизации пламени с помощью поджигающего очага показан на рис.15.13. Часть горючей смеси до истечения их выходного отверстия горелки *1* ответвляется через каналы *2* в кольцевую щель *3* и образует спокойное пламя по периферии основного потока, которое ввиду малых выходных скоростей не отрывается от горелки при увеличении производительности последней. Таким способом удается стабилизировать пламя в турбулентном потоке. При введении в поток газовоздушной смеси тела плохо обтекаемой формы вблизи стенок этого тела поток тормозится и за ним создается зона медленного течения, а при больших поперечных размерах стабилизатора — зона возвратного движения продуктов горения. В заторможенных зонах имеются участки, где ско-

рость распространения пламени равна скорости потока. Эти участки обеспечивают стабилизацию пламени.

Наибольшее распространение получила стабилизация пламени с помощью туннелей и тел плохо обтекаемой формы, обеспечивающих возникновение зон с рециркуляцией раскаленных продуктов горения. Схема стабилизации пламени в туннельной горелке показана на рис.15.14. Газовоздушная смесь выходит из горелки *1* в туннель *3*, где образует факел *2*. Вследствие эжектирующего действия факела к его корню подсасываются раскаленные продукты горения, создается зона возвратного их движения, образуя устойчивый очаг зажигания. У открытого пламени к корню подсасывается холодный воздух. Это ухудшает условия зажигания. С ростом скорости интенсивность подсоса холодной среды увеличивается, что приводит к нарушению устойчивого периферийного зажигания.

Если горение протекает внутри туннеля достаточной длины, то факел перекрывает сечение туннеля, горение устойчивое. Если туннель короткий и факел перекрывает часть его сечения, в туннель засасывается холодный газ из окружающей среды и горение срывается. Отрыв пламени у горелок предварительного смешения с огнеупорными туннелями происходит в том случае, когда нарушается тепловой баланс на поверхности контакта между холодной струей и зажигающими раскаленными продуктами горения. Условия воспламенения здесь аналогичны условиям вынужденного зажигания с той только разницей, что в этом случае процесс развивается в движущейся среде, а роль источника зажигания выполняют раскаленные продукты горения.

Действительно, условия воспламенения здесь сводятся к равенству конвективного теплового потока, воспри-

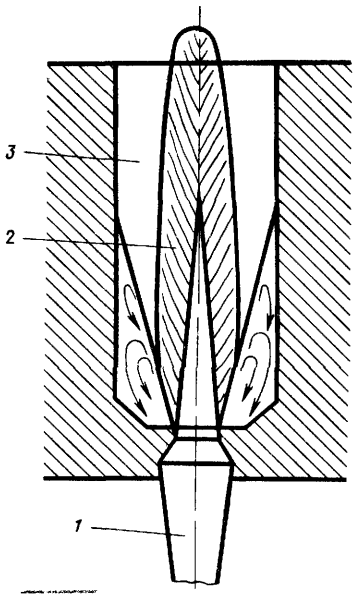
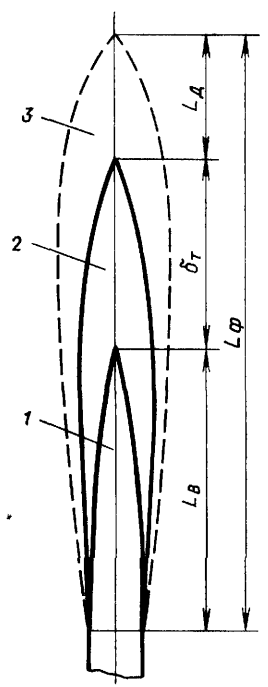


Рис. 15.14. Стабилизация пламени в туниеле горелки *1*—горелка, *2*—факел, *3*—туннель



→

Рис. 15.14,*а*. Турбулентный факел в свободном пространстве *1*—ядро факела, *2*—видимый турбулентный фронт горения, *3*—зона завершения горения

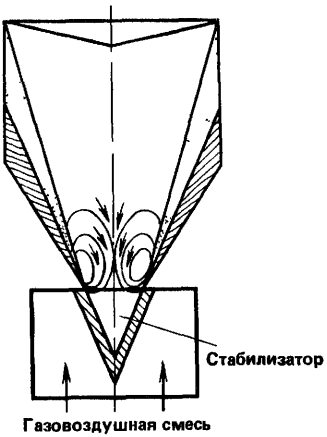


Рис. 15 15. Стабилизация пламени телом V-образной формы

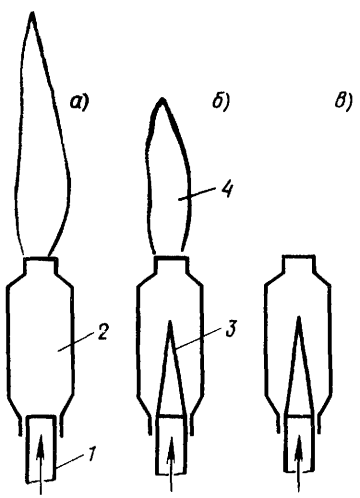


Рис. 15.16. Схема атмосферной горелки с сепаратором. Концентрация горючего в смеси газа с первичным воздухом
а — выше верхнего предела воспламенения, *б* — ниже верхнего предела но выше стехиометрической концентрации, *в* — равная или ниже стехиометрической концентрации, *1*— горелка, *2*—кварцевый сепаратор пламени, *3*— внутренний конус пламени, *4*— наружный конус пламени, отделенный от внутреннего

нимаемого холодной смесью и распространяющегося от продуктов горения, тепловому потоку, возникающему вследствие выделения теплоты реакциями горения в узкой зоне газа, непосредственно примыкающей к зажигающим продуктам горения. Этот тепловой поток оказывается способным самостоятельно, за счет собственной теплоты реакций, компенсировать теплоотвод в холодную горючую смесь и тем самым обеспечивает устойчивость процесса воспламенения. Если стенки туннеля не раскалены, то увеличиваются потери теплоты от продуктов горения в окружающую среду, их температура падает и они оказываются неспособными поджечь горючую смесь. Роль раскаленных стенок в зажигании потока очень велика, поэтому для повышения температуры стенок нужно достаточно хорошо теплоизолировать камеру, в которой протекает процесс горения.

Работа стабилизаторов, представляющих собой тела плохо обтекаемой формы, по принципу действия близка к процессу стабилизации пламени в тюннельных горелках. Разница заключается в том, что в туннеле зажигание горючей смеси осуществляется с периферии корневой части факела, а в осесимметричных стабилизаторах раскаленные продукты циркулируют внутри газовоздушной струи. В этом случае потери теплоты от зажигающих продуктов горения в окружающую среду отсутствуют, что улучшает условия воспламенения смеси.

Как показывают исследования, наилучшие результаты получаются при размещении в потоке горючей смеси V-образных тел плохо обтекаемой формы. Схема работы V-образного стабилизатора, установленного в центре турбулентного потока, показана на рис. 15.15. Воспламенение смеси происходит по периметру конического стабилизатора, вблизи которого поток заторможен, а позади циркулируют раскаленные продукты горения. Кривые предельных скоростей, соответствующих отрыву пламени от осесимметричных стабилизаторов, в зависимо-

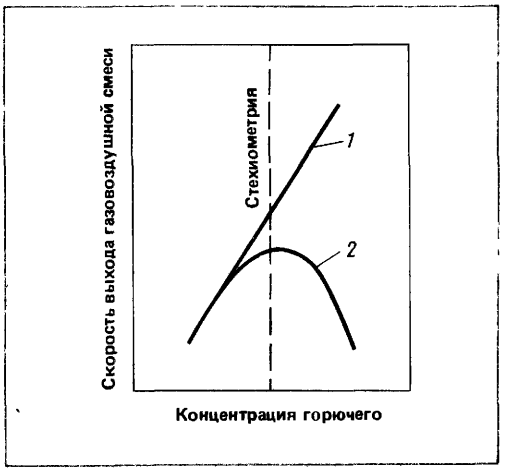


Рис. 15.17. Изменение предельных скоростей отрыва пламени для газовоздушной смеси разного состава в зависимости от контакта пламени с окружающим воздухом
1— отрыв пламени у атмосферных горелок, *2*— отрыв пламени у горелок с сепараторами

сти от состава газовоздушной смеси имеют куполообразную форму, соответствующую кривой изменения скоростей распространения пламени. Это объясняется тем, что в зону зажигания не засасывается воздух из окружающей среды и скорость распространения пламени определяется первоначальным составом смеси, так как в данном случае зона воспламенения представляет собой замкнутое пространство. Аналогичная картина стабилизации пламени наблюдается при работе атмосферной горелки с сепаратором (рис.15.16.).

Изменение предельных скоростей отрыва пламени для газовоздушной смеси разного состава в зависимости от контакта пламени с окружающим воздухом показано на рис.15.17. Когда концентрация горючего небольшая (т.е. количество воздуха больше теоретически необходимого), кривые отрыва пламени для атмосферной горелки и горелки с сепаратором совпадают. Это объясняется тем, что с уменьшением процента горючего скорость распространения пламени падает, мощность зажигающего пояса уменьшается, в результате уменьшается и предельная скорость, соответствующая отрыву пламени. С ростом процента горючего в смеси устойчивость пламени атмосферной горелки непрерывно растет, а кривая пределов отрыва пламени для горелки с сепаратором начинает падать, так как последний нарушает контакт пламени с атмосферным воздухом и придает кривой отрыва вид, соответствующий кривой скорости распространения пламени. При наличии контакта с окружающим воздухом он диффундирует в поток богатой горючей смеси, разбавляет ее и образует мощный кольцевой зажигающий пояс.

15.5. Диффузионное пламя

Под диффузионным горением понимают горение газа, предварительно не перемешанного с воздухом. Примером диффузионного пламени может служить свободный газовый факел, т.е. струя газа, горящего в воздухе. В этом случае смесеобразование происходит не заранее в специальном смесителе, а в том же пространстве, где протекает процесс горения, непосредственно перед воспламенением газа. При ламинарном потоке поступление кислорода из окружающей среды к горящей струе осуществляется за счет молекулярной диффузии, а при турбулентном потоке — за счет турбулентной диффузии. Процесс смешения газа с воздухом протекает значительно медленнее, чем химические реакции, поэтому скорость диффузионного горения определяется скоростью диффузионного переноса кислорода. Ввиду большой скорости горения толщина пламени оказывается весьма незначительной.

Несколько упрощенная схема диффузионного открытого пламени показана на рис.15.18. В невозмущенном ядре начального участка движется поток чистого газа $\alpha=0$, который постепенно сходит на нет. Факел окружен неподвижной воздушной средой ($\alpha = \infty$). Между этими областями на-

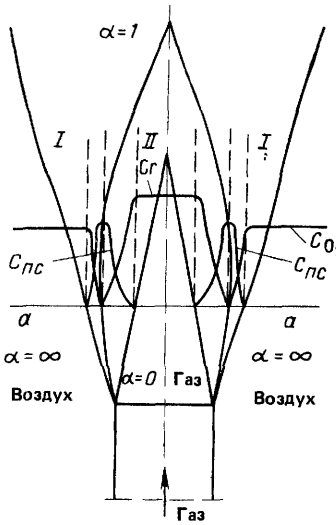


Рис. 15.18. Схема диффузионного пламени *I* — внешняя зона смешения (продукты сгорания+воздух), *II* — внутренняя зона смешения (продукты сгорания+газообразное топливо), C_{O_2} – концентрация кислорода, $C_{пс}$ — концентрация продуктов сгорания

ходится зона смешения, в которую снаружи диффундирует кислород, а изнутри — газ. Поля концентраций газа, кислорода и продуктов сгорания показаны в произвольном сечении *a — a*. Концентрация кислорода постепенно снижается в направлении от зоны спокойного воздуха к поверхности пламени, а концентрация горючего газа уменьшается в противоположном направлении от невозмущенного ядра наружу к поверхности пламени. Фронт пламени автоматически устанавливается на поверхности, где имеет место стехиометрическое соотношение между концентрациями газа и воздуха. Это вытекает из следующих соображений.

Если первоначальное воспламенение возникает в зоне, где величина $\alpha < 1$, то несгоревшие частицы газа продолжают диффундировать навстречу кислороду до полного сгорания, тем самым передвигая фронт пламени к поверхности, где $\alpha = 1$. Если же первоначальное воспламенение возникает в зоне $\alpha > 1$, то избыточный кислород продолжает диффундировать навстречу топливу, пока не израсходуется на его горение, опять передвигая фронт пламени к поверхности с величиной $\alpha = 1$. Максимум поля концентраций продуктов сгорания будет соответствовать поверхности с величиной $\alpha = 1$. В обе стороны от этой поверхности как внутрь, к ядру факела, так и наружу концентрации будут уменьшаться. Зона смешения между областями чистого газа и чистого воздуха будет разделена поверхностью при $\alpha = 1$ на две зоны: внутреннюю и наружную.

Во внутренней зоне будут находиться газ и продукты сгорания, которые диффундируют навстречу друг другу, а во внешней зоне — смесь продуктов сгорания и воздуха. К фронту горения будут двигаться два встречных диффузионных потока: поток кислорода через наружную зону смешения и поток газа через внутреннюю зону. Остроконечная форма пламени объясняется тем, что газ, движущийся по оси факела, встречается с кислородом через максимальный интервал времени, так как последнему приходится пройти через самую толстую часть зоны смешения, а за это время газ успевает проделать наибольший путь.

При турбулентном режиме диффузия становится молярной, пламя делается укороченным, а его границы приобретают размытый характер. Вследствие некоторой неоднородности смеси процесс горения часто полностью не заканчивается во фронте пламени и продукты неполного сгорания попадают в зону I (см.рис.15.18.). Здесь они догорают не полностью, так как часть этих продуктов, попавшая в низкотемпературные области факела, гореть не может. В силу этого сжигание газа в открытых факелах обычно сопровождается некоторой химической неполнотой сгорания. Устранить ее можно интенсификацией процесса смешения газа и воздуха.

Ламинарный поток углеводородных газов, горящий в атмосфере воздуха, дает светящееся пламя. Это

свойство пламени объясняется тем, что газ, подогреваемый в предпламенной зоне, при отсутствии кислорода подвергается термическому разложению с образованием более простых веществ, в том числе атомарного углерода, который после агломерации образует мельчайшие частицы сажи. Разогретые частицы сажи дают характерное ярко-желтое свечение и значительно повышают степень черноты факела. Свечение пламени можно ослабить или полностью исключить, если до сжигания к газу подмешать некоторое количество первичного воздуха; уже при коэффициенте первичного воздуха около 0,4 пламя будет несветящимся.

Переход от ламинарного режима к турбулентному для диффузионного пламени качественно показан на рис.15.19. Отношение длины диффузионного факела к его ширине $l_ф/b_ф$ пропорционально отношению скорости потока к скорости диффузии $W_п/W_{диф}$. Это положение можно получить из сравнения времен движения потока до вершины пламени и диффузии кислорода к вершине. Время движения потока $\tau \approx l_ф/W_п$, время диффузии кислорода $\tau \approx b_ф/2W_{диф}$.
Времена равны, следовательно:

$$l_ф/b_ф = W_п/W_{диф}.$$

В области ламинарного режима с возрастанием скорости потока будет увеличиваться и длина факела, так как скорость молекулярной диффузии остается постоянной. В переходной области скорость диффузии будет расти, так как молекулярная диффузия переходит в диффузию турбулентную, в связи с чем длина факела уменьшается. При турбулентном режиме скорость турбулентной диффузии станет пропорциональной скорости потока, что приведет к постоянству относительной длины диффузионного факела. Высказанное положение находит практическое подтверждение для горелок малого диаметра.

При больших диаметрах длина факела несколько увеличивается с ростом скорости потока. Это отклонение можно объяснить следующим образом. Весь факел по длине можно разбить на два неравных участка. В первом, бóльшем, участке происходит турбулентное смешение и выгорание основной части газа. Длина этого участка не зависит от скорости потока. Второй участок представляет собой зону догорания, в которой процесс смешения в основном определяется молекулярной диффузией, и длина этого участка зависит от скорости потока. Кроме того, процесс замедляется пониженными концентрациями горючего и кислорода, что приводит к удлинению факела. Длину диффузионного пламени рекомендуется определять по формуле С. Н. Шорина и О. Н. Ермолаева. Для смешанного газа при значении $Q_н$=28...29 МДж/м^3

$$l_ф / d = 56{,}3\, Fr^{0{,}125} \left(\frac{\nu}{D}\right)^{0{,}3};$$

для сжиженного газа при $Q_н$= =91 МДж/м^3

$$l_ф / d = 56{,}3\, Fr^{0{,}162} \left(\frac{\nu}{D}\right)^{0{,}3};$$

где $l_ф$ — длина факела; d — диаметр выходного отверстия; $Fr=\frac{W_г^2}{gd}$ — число Фруда; $W_г$ — скорость истечения газа; g — ускорение свободного падения; ν — кинематическая вязкость при температуре окружающей среды; D — коэффициент молекулярной диффузии при температуре газа на выходе из отверстия.

Число Фруда учитывает влияние подъемной силы на длину вертикального факела.

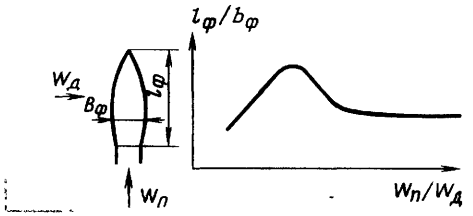


Рис. 15.19. Переход ламинарного режима в турбулентный для диффузионного пламени

Диффузионное пламя сохраняет стабильность не при всех значениях скоростей. При достижении определенной величины скорости истечения происходит отрыв пламени. Скорость отрыва пламени зависит от свойств газа и условий его сжигания и изменяется в широких пределах (15...300 м/с). С уменьшением диаметра горелки скорость отрыва пламени уменьшается. Предотвратить отрыв пламени можно введением в поток стабилизаторов.

15.6. Образование токсичных веществ при сжигании газа

При сжигании различных видов топлива могут образовываться вещества, загрязняющие воздушный бассейн: зола, сажа, оксиды серы, оксид углерода, оксиды азота, ароматические и канцерогенные вещества (бензапирен). С ростом промышленности увеличивается потребление топлива, а также количество выбрасываемых в атмосферу твердых взвесей, токсичных и канцерогенных веществ. Поэтому проблема защиты воздушного бассейна от загрязнений является одной из наиболее острых проблем современности.

Оксид углерода очень токсичен: попадая в легкие, он соединяется с гемоглобином крови и кровь теряет способность усваивать кислород. В связи с тем что способность крови воспринимать оксид углерода в 200 раз больше, чем способность воспринимать кислород, то даже малые концентрации оксида углерода опасны. По санитарным нормам, предельно допустимая концентрация CO в воздухе рабочей зоны составляет 20 мг/м^3, а при использовании газа для коммунально-бытового потребления — 2 мг/м^3. Оксид углерода образуется при неполном сгорании газа.

В пламени, в зоне высоких температур, при наличии кислорода азот воздуха соединяется с ним, образуя оксид NO, представляющий собой токсичное вещество. При температурах 1500...1800°С концентрации NO могут быть значительными. Горячие газы, выбрасываемые в атмосферу, охлаждаются, и значительная часть NO превращается в диоксид азота NO_2; оксиды азота оказывают вредное действие на органы дыхания человека, вызывают раздражающее действие на легкие, приводящее к развитию отека легких. При значительных концентрациях (более 0,054 мг/л) имеют место тяжелые отравления, вплоть до смертельного исхода. Вредное воздействие объясняется соединением оксидов азота с влагой дыхательных путей и образованием азотистой и азотной кислоты. По степени воздействия на организм человека оксиды азота относятся к высокоопасным веществам. Предельно допустимая концентрация диоксида азота в рабочей зоне составляет 5 мг/м^3. При одинаковой концентрации оксиды азота более вредны, чем оксид углерода.

Канцерогенные вещества относятся к ароматическим полициклическим углеводородам, наиболее распространенным и сильно действующим из которых является бензапирен ($C_{20}H_{12}$). Канцерогенные вещества способствуют раковым заболеваниям. Они образуются при неполном сжигании твердого и жидкого топлива.

При полном сжигании природного газа можно исключить образование бензапирена.

Одним из эффективных средств борьбы с загрязнением воздушного бассейна городов является замена твердого и жидкого топлива природным газом. При сжигании газа не образуются твердые частицы. Если природный газ содержит сероводород, то его обязательно очищают от сероводорода, исключая возможность образования оксидов серы при сжигании. В настоящее время созданы и внедрены такие конструкции газогорелочных устройств, которые дают возможность полностью сжигать газовое топливо и уменьшить содержание CO в уходящих газах до допустимой нормы. Основными загрязнителями воздушного бассейна, которые сохраняются и при

сжигании газа, являются оксиды азота. Однако при соответствующей организации процесса сжигания газообразного топлива можно существенно снизить количество образующихся оксидов азота.

Рассмотрим условия образования оксидов азота и способы снижения их концентрации в продуктах сгорания. Оксид азота NO образуется в зоне высоких температур при наличии свободного кислорода. При низкой температуре до 1000...1300°С наблюдается небольшое образование оксида азота. Более высокие температуры характерны для топочных камер котлов и промышленных печей. Таким образом, газы, уходящие из высокотемпературных топок, являются одними из основных загрязнителей окружающего воздуха оксидами азота.

Природный газ не содержит азота. Оксиды азота образуются из азота, содержащегося в воздухе, участвующем в процессе горения. Кинетика образования NO при горении была изучена академиком Я.Б.Зельдовичем. Им доказана термическая природа реакций окисления азота, имеющих цепной механизм и идущих через атомарный кислород. Схема цепной реакции имеет следующий вид. Инициирование атомарного кислорода происходит в результате термической диссоциации O_2:

$$O_2 + M \rightleftarrows O + O - M;$$

атомарный кислород ложится в основу цепи реакций:

$$O + N_2 \rightleftarrows NO + N;$$
$$N + O_2 \rightleftarrows NO + O.$$

Наряду с реакцией диссоциации кислорода протекает реакция рекомбинации атомарного кислорода (реакция обрыва цепи)

$$O + O + M \rightleftarrows O_2 + M.$$

Суммарная реакция имеет вид

$$N_2 + O_2 \rightleftarrows 2NO$$

со следующими значениями энергии активации: прямая реакция $E_1 = 540$ кДж/моль, обратная реакция $E_2 = 360$ кДж/моль. Высокая энергия активации образования оксида азота показывает, что основная масса NO получается в интервале высоких температур. Из работ Я.Б.Зельдовича следует, что ввиду термического характера реакции окисления азота она не зависит от протекающих реакций горения. При горении подготовленных смесей и малой толщине фронта горения реакции образования NO протекают после окончания реакций горения топлива. При горении газа в турбулентном факеле зона горения имеет определенную протяженность и образование NO имеет взаимную связь с изменением концентраций и температур, т.е. косвенно связано с процессом горения. Экспериментально было установлено, что концентрация NO вырастает от начала горения в факеле до зоны максимальных температур и основной ее рост наблюдается в интервале температур, расположенном с двух сторон максимальной температуры. В результате исследования горения различных топлив в топках энергетических и отопительных котлов, проведенных в Институте газа АН УССР, было установлено, что содержание NO в продуктах горения не зависит от вида сжигаемого топлива.

Рассмотренный выше процесс образования оксидов азота протекает во времени и характеризуется равновесной концентрацией C_{NO}, которая устанавливается, если длительность процесса соответствует длительности установления химического равновесия. Равновесная концентрация определяется уравнением

$$C_{NO} = 4{,}6\sqrt{C_{N_2} C_{O_2}} \cdot e^{-\frac{21\,500}{RT}},$$

где C_{NO}, C_{N_2}, C_{O_2}—концентрация оксида азота, азота и кислорода

Равновесная концентрация оксида азота растет с ростом температуры и концентрации кислорода в зоне образования NO. Концентрация кислорода определяется его избыточным количеством (зависящим от величины α) и необходимым количеством для окисления промежуточных компонентов CO

и H_2 в этой зоне. Концентрация NO, соответствующая равновесию реакции, является максимальной при данной температуре T. Время $\tau_р$ достижения равновесия определяют из выражения

$$\tau_р = \frac{2{,}06 \cdot 10^{-12}}{\sqrt{\eta C_{N_2}}} e^{-\frac{53\,750}{T}},$$

где $\eta = \rho/\rho_0$ — отношение плотности среды в зоне реакции к плотности исходной среды, T — температура в зоне реакции

Время достижения равновесия при сжигании стехиометрической смеси природного газа с воздухом, рассчитанное по вышеприведенной формуле, с изменением температуры от 1700 до 2000К изменяется от 140 до 1с. Время пребывания реагирующей смеси в зоне высоких температур (при горении в туннеле или топке) составляет 0,03... 0,4с, т.е. существенно меньше времени достижения равновесия. Недостаток времени приводит к незавершению образования оксидов азота, в результате чего фактические концентрации NO в продуктах горения составляют 0,05...0,1 от равновесных концентраций.

Средние концентрации оксидов азота в продуктах горения промышленно-отопительных котлов, газогорелочные и топочные устройства которых не подвергались реконструкции в целях снижения $N_x O_y$, составляют 0,2... 0,3 г/м^3. Из приведенных данных по образованию оксидов азота при горении газа можно сделать вывод, что основными факторами, влияющими на выход NO, являются: концентрации кислорода и азота в зоне высоких температур, температуры при образовании NO и время пребывания реагирующей смеси в зоне образования NO.

Влияние концентрации кислорода и азота на образование NO может быть охарактеризовано избытком воздуха в топке $\alpha_т$. Максимальный выход NO соответствует области избытка воздуха в топке $\alpha_т \approx 1{,}2$. Наличие максимума объясняется тем, что увеличение концентрации кислорода способствует более активному протеканию процесса окисления азота, но вместе с тем при увеличении значения $\alpha_т$ температура в зоне горения понижается, в результате чего интенсивность образования NO уменьшается. При величине $\alpha_т > 1{,}2$ последний фактор оказывает большее влияние, что приводит к уменьшению выхода NO. Сжигание газа при малых коэффициентах избытка воздуха $\alpha_т = 1{,}02..1{,}05$ позволяет снизить содержание в продуктах горения оксидов азота.

Температурный уровень процесса определяется в значительной мере тепловым напряжением объема камеры сгорания. С увеличением тепловых нагрузок температура в топке растет и при прочих равных условиях увеличивается количество оксидов азота в продуктах сгорания. Отмеченные выше положения были неоднократно подтверждены экспериментально многими исследователями.

Учитывая неравномерность как в физических процессах образования смеси и ее подогрева, так и температурную неравномерность в горящем факеле, следует особое внимание уделять отсутствию в объеме топки локальных зон с максимальными температурами и концентрациями кислорода, ибо в этих зонах и происходит наиболее интенсивное образование окислов азота. Лучшая отдача теплоты из факела снижает его температуру и тем самым уменьшает интенсивность образования NO.

Глава 16.
Газовые горелки и их основные характеристики

16.1. Классификация газовых горелок

Процесс горения газа состоит из трех последовательно протекающих стадий. Первая стадия представляет собой процесс смесеобразования, в результате которого обеспечивается физический контакт между топливом и окислителем. Вторая стадия — это подогрев смеси до температуры воспламенения. Третья стадия — химическая, в этой стадии протекают реакции горения газа. При сжигании заранее приготовленной газовоздушной смеси суммарная скорость процесса будет определяться скоростью подогрева и горения смеси. В этом случае стадия смесеобразования исключена, и горение протекает по кинетическому принципу.

Приготовленная смесь должна иметь однородный состав с некоторым избытком воздуха ($\alpha > 1$). Таким образом, процесс кинетического горения определяется свойствами горючей смеси: энергией активации, концентрацией реагирующих веществ, коэффициентами теплопроводности и температуропроводности, т. е. физическими и кинетическими свойствами газовоздушной смеси. При горении в ламинарном потоке эти свойства полностью определяют интенсивность процесса. При горении в турбулентном потоке на суммарную скорость процесса начинают влиять турбулентные его характеристики, которые зависят от скорости потока, причем тем в большей степени, чем сильнее турбулизация потока. Кинетический процесс горения характеризуется малой устойчивостью, поэтому при сжигании газа таким способом необходимо применять приемы искусственной стабилизации фронта воспламенения.

Если газ и воздух предварительно не перемешивают, а подают в горелку раздельно, смесеобразование протекает одновременно с горением, и скорость процесса горения в целом определяется скоростью течения физической стадии, т.е. скоростью смесеобразования, ибо в этом случае «узким» местом процесса будет возникновение контакта между газом и воздухом. Такую область горения называют диффузионной, так как необходимый для процесса горения контакт между газом и воздухом осуществляется за счет молекулярной или турбулентной диффузии.

При сжигании газа по диффузионному принципу процесс смесеобразования совмещается с процессом горения в единую поточную систему. Как только достигается контакт между газом и воздухом и образуется горючая смесь необходимого состава, сразу же начинается процесс горения. При высоких температурах, господствующих в топочном пространстве, скорость химических реакций несоизмеримо больше скорости процесса смесеобразования, поэтому суммарная скорость процесса в целом определяется скоростью образования горючей смеси. Таким образом, скорость диффузионного горения определяется аэродинамическими, диффузионными факторами и практически не зависит от физических и кинетических свойств смеси.

Рассмотренные два способа организации процесса горения газа являются крайними случаями, так как при кинетическом горении равномерная газовоздушная смесь приготовляется заранее, а при чисто диффузионном горении смесь заранее не приготовляется и искусственно не интенсифицируется, а протекает за счет естественных процессов молекулярной или турбулентной диффузии. Между этими крайними

способами располагается множество процессов организации горения по диффузионно-кинетическому принципу, когда процесс смесеобразования интенсифицируется специальными приемами. При максимальной интенсификации смесеобразования в горелке до выхода в топку можно предельно приблизиться к кинетическому процессу и, наоборот, максимально затягивая смесеобразование и перенося его в топку, можно получить предельно вытянутый, чисто диффузионный факел. Таким образом, диффузионно-кинетическое горение можно рассматривать как общий случай, границы которого будут представлены чисто кинетическим или чисто диффузионным горением. Достоинством диффузионно-кинетического метода сжигания газа является возможность регулирования процесса в широком диапазоне.

Для повышения интенсивности процесса смесеобразования применяют следующие основные способы:

а) струйная подача газа в прямой поток воздуха под прямым или близким к прямому углом. Если располагать струйки газа на определенном расстоянии до выхода в топку, можно добиться близкого к завершению процесса смесеобразования до поступления потока в зону горения, короткого и прозрачного факела;

б) закручивание воздушного потока при струйной подаче газа повышает интенсивность смесеобразования, раскрывает факел и сокращает его длину;

в) наивыгоднейшее расположение струек газа, выбор их размеров и отыскание оптимальных скоростей газа и воздуха позволяют получить факел требуемых характеристик. Оптимизация скоростей в спутных потоках газа с воздухом также позволяет получить желаемую интенсивность смесеобразования;

г) интенсивность смесеобразования можно повысить искусственной турбулизацией потоков.

Интенсификация смесеобразования приближает горение к кинетическому способу, и факел делается менее устойчивым. Диффузионный процесс горения характеризуется бо́льшей устойчивостью, чем кинетический, однако при больших форсировках и при диффузионном горении приходится применять искусственные приемы стабилизации фронта горения.

Находит применение и двухступенчатый принцип сжигания газа, когда горелка обеспечивает предварительное смешение газа только с частью необходимого воздуха, а остальной воздух поступает непосредственно к факелу. В этом случае кинетически выгорает только часть газа, смешанная с первичным воздухом. Оставшаяся часть газа, разбавленная продуктами горения, выгорает за счет кислорода вторичного воздуха, т.е. по диффузионному принципу. В частности, такой метод сжигания используется в атмосферных горелках. Факельное горение можно легко регулировать изменением коэффициента первичного воздуха. Так, уменьшая коэффициент первичного воздуха до нуля, можно перейти к чисто диффузионному горению, а увеличивая его до единицы, можно обеспечить сжигание газа по кинетическому принципу.

Все стадии процесса горения (смесеобразование, подогрев и горение) осуществляются в газовой горелке и в камере горения. Основные функции газовой горелки сводятся к подаче газа и воздуха в топку, смесеобразованию, стабилизации фронта воспламенения, обеспечению требуемой интенсивности процесса горения газа и минимальных концентраций токсичных газов в продуктах горения.

Для смешения газа с воздухом горелка имеет *смесительное устройство*. Если горение осуществляется по кинетическому принципу, то смеситель представляет собой самостоятельный элемент, в котором приготовляется однородная газовоздушная смесь. Обычно это эжекционное устройство. При сжигании газа по диффузионно-кинетическому способу приготовление газовоздушной смеси начинается в горелке Процесс смешения протекает в результате внедрения струй газа в

поток воздуха. Степень завершения процесса зависит от принятых параметров горелки. При активном смешении можно получить практически кинетический факел. Если смесеобразование не активизуется и начинается за пределами горелки — в топке, тогда горение газа будет протекать по диффузионному методу. В этом случае горелка создает только необходимые условия для смесеобразования и управляет им лишь путем воздействия на выходящие потоки газа и воздуха; сам же процесс смешения полностью происходит в топочной камере.

Другим элементом горелки является *головка*. Она обеспечивает выход газовоздушного потока в топочную камеру или воздушное пространство. Основное назначение головки — стабилизировать фронт воспламенения уже готовой или только что образовавшейся горючей смеси у устья горелки и предотвратить проскок и отрыв пламени.

Третий элемент горелки (огневая часть) представляет собой *амбразуру* или *туннель*, где частично или полностью протекает процесс горения. Огневая часть горелки одновременно служит и составной частью топочной камеры. Огневое устройство горелки создает устойчивый очаг зажигания и стабилизирует процесс горения, предотвращая отрыв пламени. Горелка может не иметь огневого устройства, в этом случае устойчивость факела полностью обеспечивается головкой, а сам факел располагается непосредственно в топке или в открытом пространстве. Строгого разграничения функций между отдельными элементами горелки, а также между горелкой и топкой провести нельзя, так как ряд операций выполняется совместно горелкой и топкой.

Интенсивность работы топочного устройства характеризуется двумя показателями: форсировкой и тепловым напряжением объема топки. Форсировка или тепловое напряжение поперечного сечения топки Q/F (Вт/м^2) определяет производительность газогорелочной системы, которая в конечном счете зависит от стабилизации фронта воспламенения. Именно возможности стабилизации процесса определяют предельные форсировки горелки. Тепловое напряжение объема топки Q/V (Вт/м^3) определяет компактность топочного устройства и зависит от скорости горения газа. Таким образом, оба показателя, взаимно дополняя друг друга, суммарно характеризуют интенсивность работы горелочного и топочного устройства.

Основным свойством горелки является осуществляемый ею метод сжигания газа, который в значительной мере зависит от степени подготовленности горючей смеси, выходящей из головки горелки. Именно этот признак следует рассматривать как основной и использовать для классификации горелок. По методу сжигания газа горелки можно разделить на четыре группы.

1) *горелки полного предварительного смешения*, работающие по кинетическому принципу;

2) *горелки предварительного смешения газа с частью воздуха, необходимого для горения.* У горелок этого типа газ смешивается с первичным воздухом до поступления в зону горения. В зоне высоких температур сразу начинается процесс горения газа, обеспеченного первичным воздухом. Вторичный воздух поступает из окружающей среды у горелок с открытым пламенем — атмосферных. У этих горелок реализуется бунзеновское пламя. При использовании этого принципа смесеобразования у промышленных горелок (в этом случае такой способ называют двухступенчатым сжиганием) вторичный воздух подается в топку, обычно к корню факела;

3) *горелки с незавершенным предварительным смешением газа с воздухом*, которые осуществляют диффузионно-кинетический принцип сжигания газа;

4) *горелки без предварительного смешения газа с воздухом*, работающие по диффузионному принципу.

Кроме основной классификации горелки можно различать по способу

подачи воздуха, давлению газа, расположению горелки в топке и излучающей способности горелки.

По способу подачи воздуха горелки подразделяются на:

1) *эжекционные,* в которых воздух засасывается энергией газовой струи (эжектирование воздухом газа применяют весьма редко);

2) *бездутьевые,* у которых воздух поступает в топку вследствие разрежения;

3) *дутьевые* с подачей воздуха в топку с помощью вентилятора.

Эжекционные горелки также называются инжекционными. Основное назначение эжектора горелки состоит в засасывании необходимого количества воздуха из атмосферы. Это количество должно находиться в определенном соотношении с расходом газа, так как соотношение газа и воздуха в смеси зависит от осуществляемого метода сжигания газа. Засасывание, присоединение объемов газовой среды к активной струе называют эжектированием (эжекцией). Отсюда первое название таких горелок. Вместе с тем эжекционная горелка должна подавать, продавливать полученную газовоздушную смесь через головку горелки, преодолевая ее аэродинамическое сопротивление, в топку или инжектировать поток в топку. Отсюда термин «инжекционные горелки». Мы будем пользоваться первым термином, который лучше соответствует основным функциям горелки.

По давлению газа горелки подразделяют на: горелки *низкого давления* (до 5 кПа) и горелки *среднего давления* (5...300 кПа). Горелки с более высоким давлением не получили широкого применения.

16.2. Методы снижения концентраций оксидов азота в продуктах горения, применяемые при проектировании газогорелочных и топочных устройств

Из анализа основных факторов, определяющих необходимые условия для образования NO, а также дополнительных, возникающих в реально протекающих процессах, можно классифицировать методы, направленные на снижение содержания N_xO_y в продуктах горения, выходящих из агрегатов, разделив их на две группы. В первую группу следует включить способы снижения образования оксидов азота, которые в основном определяются конструкцией и режимом работы газогорелочного устройства. Во вторую группу войдут конструктивные и режимные мероприятия по организации топочных процессов, включая размещение газогорелочных устройств в стенах и сводах топки.

При конструировании газовой горелки и определении ее оптимального режима работы следует стремиться к обеспечению хорошего смесеобразования, равномерному распределению температур по длине факела и снижению максимума температур, который наблюдается на расстоянии одного-двух диаметров отверстия горелки от начала факела горения. Основное влияние на снижение содержания оксидов азота в продуктах горения оказывает газогорелочное устройство. Дадим оценку газогорелочным устройствам, методам их реконструирования и проектирования, а также отработке режимов работы с позиций максимального снижения образования оксида азота, используя исследования, проведенные ИГ АН УССР, ВНПО «Союзпромгаз» и другими организациями и авторами.

1. Эффективными способами снижения образования NO являются: сжигание газа при минимальных избытках воздуха (α=1,02...1,05), в тонком слое (что сокращает время пребывания реагирующей смеси в зоне реакции) и с максимальной теплоотдачей из зоны горения (что снижает температуру в этой зоне). Такой процесс сжигания газа организуется в горелках инфракрасного излучения. Эксперименты показывают, что содержание оксидов азота в продуктах горения этих горелок составляет 0,02... ...0,03 г/м^3, что на порядок меньше содержания N_xO_y в продуктах горе-

ния промышленно-отопительных котлов. Следовательно, горелки инфракрасного излучения могут буть положительно оценены с рассматриваемых позиций.

2. У горелок атмосферного типа, которые заняли основные позиции в коммунально-бытовой газовой аппаратуре, факел формируется двухстадийно, так как первичный воздух в размере 40...60 % теоретически необходимого количества подмешивается к газу до выхода смеси из горелки, в результате чего формируется внутренний конус пламени. Во внутреннем конусе часть газа сгорает в тонком кинетическом пламени с равномерными, пониженными температурами и малым временем пребывания смеси в зоне горения, остальная часть газа выгорает во внешнем конусе по диффузному принципу. Такой способ сжигания сокращает образование оксидов азота в пламени. По имеющимся ограниченным экспериментальным данным, содержание NO в продуктах горения таких горелок не превышает 0,03 г/м^3. Таким образом, сжигание газа с разделением воздуха на первичный и вторичный оказывается достаточно плодотворным с позиций снижения выхода окислов азота. Такой способ в более широком толковании, называемый двухстадийным, в настоящее время достаточно широко применяется в топочных устройствах для снижения выхода N_xO_y.

3. В туннельных горелках можно осуществить сжигание газа с минимальными избытками воздуха менее 1,05. Это способствует снижению концентрации кислорода в зоне высоких температур и снижает выход NO. Но малая теплоотдача из туннеля не способствует снижению температуры в туннеле, поэтому у туннельных горелок выход NO немного ниже, чем у промышленно-отопительных котлов с оборудованием их обычными горелками. Так, при величине $\alpha \approx 1{,}03$ и тепловом напряжении туннеля в 45... ...60 МВт/м^3 содержание N_xO_y в продуктах горения составляет 0,16... 0,17 г/м^3. Сокращение длины туннеля до $l/D_т = 3{,}3$ снижает выход оксидов азота на 30...40 %, что связано со снижением температуры ввиду увеличения теплоотдачи из зоны горения. Снижение тепловой нагрузки туннеля способствует уменьшению концентрации NO.

4. Турбулентные (вихревые) горелки с закрученным потоком воздуха характеризуются неравномерностью выгорания газа по длине факела и вследствие этого локальным повышением температур. Повышение температур приводит к увеличению выхода оксидов азота. Для снижения содержания N_xO_y в продуктах горения применяют: двухстадийное сжигание газа; подачу воздуха двумя потоками — периферийным закрученным и прямоточным осевым в зону максимальных температур факела вихревой горелки. Отладкой режима такой горелки можно добиться существенного снижения концентрации оксидов азота. Раскрытие амбразуры в сторону топки также способствует снижению выхода NO.

5. Реализация в газогорелочных устройствах ступенчатого подвода воздуха, рассредоточение фронта пламени (переход на многофакельные горелки) позволяют существенно снизить содержание оксидов азота в продуктах горения. Для таких горелок большое значение имеет отработка режима, в частности отыскание наивыгоднейшего значения коэффициента первичного воздуха с тем, чтобы обеспечить минимальную концентрацию N_xO_y.

Ряд мероприятий по снижению содержания оксидов азота затрагивают конструктивные решения котлов и печей, в частности их топочной части и режимов сжигания газа. Эти мероприятия отнесены ко второй группе и в основном сводятся к следующему:

1) для снижения температуры в зоне горения эффективным способом является экранирование топки, в частности применение двухсветных экранов. Расположение в топочной части косвенных излучателей увеличивает теплоотдачу в топке без повышения

температуры, что способствует снижению концентрации NO;

2) применение рециркуляции продуктов горения, обеспечивающей поступление в зону интенсивного горения частично охлажденных продуктов горения, снижает температуру в топке и концентрацию кислорода и тем самым уменьшает интенсивность образования NO;

3) применение двухстадийного сжигания с подачей вторичного воздуха в топку способствует снижению концентрации NO, но этот метод требует тщательной отработки аэродинамического режима топки.

16.3. Горелки полного предварительного смешения газа с воздухом

Горелки полного предварительного смешения газа с воздухом бывают двух типов: с огнеупорными насадками и металлическими стабилизаторами. Эти типы горелок используют для обогрева промышленных печей и производственно-отопительных котлов. Производительность горелки не превышает обычно 2 МВт. Основные трудности при повышении мощности горелки: сложность борьбы с проскоком пламени при больших диаметрах кратера горелки и громоздкость смесителей, имеющих большую производительность.

Горелки полного предварительного смешения газа с воздухом дают несветящийся факел. Для увеличения количества радиационной теплоты, передаваемой поверхностям нагрева, весьма эффективно применять вторичные излучатели, т. е. твердые тела, которые воспринимают теплоту от продуктов горения и излучают ее на тепловоспринимающие поверхности. В качестве вторичных излучателей следует использовать огнеупорные стенки каналов или туннелей, своды и стенки топок, а также специальные дырчатые перегородки, устанавливаемые на пути движения газов и увеличивающие количество радиационной теплоты. Существуют конструкции горелок, которые передают радиацией до 55...60 % общего количества теплоты, выделяющейся при сжигании газа.

У большинства горелок полного предварительного смешения приготовление однородной газовоздушной смеси осуществляется с помощью эжекционных смесителей (эжекторов). Обычно в качестве рабочей среды используют горючий газ, который истекает из сопла с большой скоростью и обладает большим запасом кинетической энергии. За счет энергии газа в эжектор засасывается воздух и осуществляется процесс смесеобразования. Эжектор — одно из наиболее совершенных смесительных устройств, обеспечивающих полное выравнивание полей концентраций горючего и окислителя. Поток газовоздушной смеси, выходящей из эжекционного смесителя, обладает некоторым избыточным давлением, необходимым для преодоления гидравлического сопротивления головки горелки и огнеупорного насадка. Эжекторы просты по конструкции и надежны в эксплуатации.

Одним из достоинств горелок с эжекционными смесителями является способность саморегулирования, т. е. сохранения коэффициента эжекции постоянным при изменении нагрузки горелки в определенных пределах. Следует отметить, что способность саморегулирования проявляется не на всем диапазоне изменения нагрузок, причем повышение давления газа, подогрев газа или воздуха, наличие разрежения или противодавления в топке и другие условия могут сокращать зону саморегулирования. Наряду с отмеченными положительными качествами эжекционные смесители имеют недостатки: громоздкость конструкции при больших производительностях; шум, производимый эжекционным смесителем, особенно при работе на повышенных давлениях и при большой единичной производительности горелки.

Горелки с огнеупорными

насадками. Газовоздушная смесь у этих горелок приготовляется с небольшим избытком воздуха (α=1,05...1,1) и с выравненными полями концентраций горючего и окислителя поступает в раскаленный насадок, выполненный из огнеупорного материала. В насадке смесь интенсивно подогревается, поджигается и сгорает. Как правило, пламя не выходит за границы насадка и на фоне огнеупоров его не видно; горение протекает без видимого пламени. Такой процесс сжигания газа иногда называют *беспламенным*. Как следует из изложенного, это название является неточным, ибо в каналах насадка пламя имеется. Материал насадка должен быть огнеупорным и термостойким, способным выдержать высокие температуры и термические напряжения, возникающие при неравномерном прогреве и охлаждении.

Смесь в каналах насадка подогревается главным образом раскаленными продуктами горения. Зоны рециркуляции горячих продуктов создаются в местах резких расширений каналов и вблизи тел плохо обтекаемой формы. Такие зоны являются мощными и устойчивыми источниками подогрева и зажигания смеси. Стенки огнеупорного насадка создают замкнутый изолированный объем, в котором протекает процесс горения. Под изоляцией в данном случае следует понимать тепловую изоляцию, значительно сокращающую теплоотвод из реакционной зоны, как теплопроводностью через стенки насадка, так и излучением. Кроме тепловой изоляции туннель создает аэродинамическую изоляцию, которая позволяет факелу эжектировать к корню продуктов горения. Диаметр канала выбирают таким, чтобы обеспечить свободное развитие факела. Диаметр канала должен в 2,5 раза превышать диаметр кратера головки горелки, чтобы создать условия для свободного расширения продуктов горения. Стабилизация пламени в туннеле путем возврата раскаленных продуктов горения аналогична процессу стабилизации

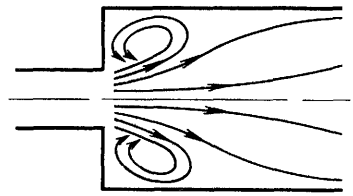


Рис. 16.1. Схема стабилизации пламени в туннеле

пламени телами плохо обтекаемой формы. Схема стабилизации пламени в туннеле горелки показана на рис. 16.1.

Сжигание заранее приготовленной газовоздушной смеси в огнеупорных насадках имеет ряд положительных качеств, основными из которых являются: а) полное выгорание газа (отсутствие химической неполноты сгорания); б) сжигание газа при ничтожно малых избытках воздуха; в) возможность создания высоких температур. Эжекционная горелка полного предварительного смешения состоит из смесителя, головки и огнеупорного насадка. В смесителе образуется газовоздушная смесь с равномерными полями концентраций горючего и окислителя, которая поступает в головку горелки. Головка выравнивает поле скоростей потока, направляет его в насадок, стабилизирует пламя, предохраняя его от проскока внутрь горелки, и конструктивно соединяет смесительное устройство с насадком. Насадок горелки является ее огневой частью, в которой протекает процесс горения, и одновременно составной частью топочного устройства. Огнеупорные каналы насадка стабилизируют горение, предотвращая отрыв пламени.

Горелки полного предварительного смешения с огнеупорными насадками по конструктивному оформлению их огневой части можно разделить на следующие группы: 1) горелки, у которых пламя стабилизируется на огне-

упорных поверхностях топки; 2) горелки с насадками, имеющими большое число каналов неправильной геометрической формы; 3) горелки с насадками, в которых расположены каналы (туннели) правильной геометрической формы. К первой группе относятся горелки, у которых газовоздушная смесь выходит из головки и поступает непосредственно в топку котла или печи, где протекает процесс подогрева и горения газа. У этих горелок раскаленные стенки обмуровки, своды или специальная наброска из кускового высокоогнеупорного материала являются стабилизаторами горения и поджигают поступающий поток газа.

Ко второй группе относятся горелки с пористыми диафрагмами, зернистым слоем из огнеупора и т. д. У всех горелок этого типа газ сгорает в сильно разветвленных каналах мелкого сечения и неправильной геометрической формы. В насадке развиваются высокие температуры, поэтому материал стенок должен обладать значительной огнеупорностью. Насадки этого типа характеризуются значительным гидравлическим сопротивлением. Горелки рассматриваемого типа имеют малую производительность. Наибольшее распространение получили горелки третьей группы, насадки которых состоят из каналов правильной геометрической формы. По размерам и числу каналов эти горелки подразделяют на горелки, насадки которых состоят из большого числа мелких каналов или туннелей, и горелки с насадком в виде одного огнеупорного туннеля.

Огнеупорные насадки горелок инфракрасного излучения состоят из керамических плиток. Каждая плитка имеет размер 65×45×12 мм. На плитке размещены цилиндрические каналы диаметром 1...1,5 мм. Минимальная толщина перемычки между каналами 0,5 мм. Суммарное живое сечение отверстий каналов составляет 35 ... 40 % общей площади плитки, что обеспечивает малое гидравлическое сопротивление насадка. Плитку прессуют из огнеупорной легковесной керамической массы. Один из составов такой массы следующий, %: огнеупорная глина —45, каолин —25, оксид хрома —5 и тальк —25. Пористость керамики уменьшает ее коэффициент теплопроводности; это необходимо для того, чтобы снизить температуру внутренней поверхности плитки и тем самым препятствовать проскоку пламени и зажиганию смеси внутри горелки. Разработанная технология изготовления и обжига обеспечивает высокие термические качества плиток, которые способны выдержать резкие изменения температур.

Ветроустойчивая горелка инфракрасного излучения ГИИВ-1 показана на рис. 16.2. Эжекционный смеситель расположен в корпусе горелки, в результате чего удалось сократить ее габариты. Расход природного газа на горелку 0,28 ... 0,53 м^3/ч, давление газа 0,7 ... 2,5 кПа. Газ выходит из сопла горелки, засасывает весь воздух, необходимый для горения ($\alpha \approx 1{,}05$), перемешивается с ним в эжекционном смесителе, готовая газовоздушная смесь поступает в распределительную камеру, откуда со скоростью 0,1... 0,14 м/с выходит через каналы керамической насадки. Динамическое давление, с которым поток выходит из диффузора, теряется и создаются одинаковые условия для истечения газовоздушной смеси через любой огневой канал. При работе горелки керамические плитки прогреваются на некоторую глубину и подогревают газовоздушную смесь в цилиндрических каналах. Газовоздушная смесь сгорает в тонком слое над наружной поверхностью насадка, которая разогревается до 800 ... 900° С через 40...50 с после зажигания. Подогрев газовоздушной смеси в каналах осуществляется тепловым потоком, движущимся от пламени по стенкам. Этот прогрев способствует обеспечению устойчивости пламени по отношению к отрыву.

Устойчивость пламени по отношению к проскоку обеспечивается тем, что диаметр цилиндрических каналов в керамических плитках выбран мень-

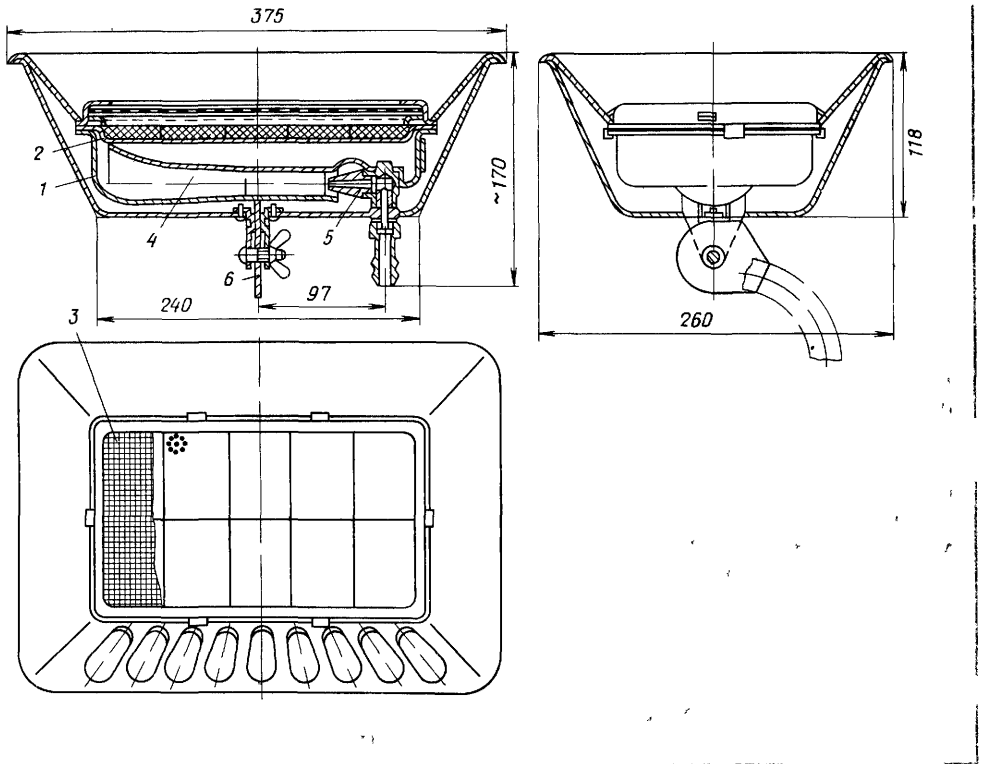


Рис. 16.2. Горелка инфракрасного излучения ГИИВ-1
1— корпус, *2*— излучающие керамические плитки, *3*— сетка, *4*— эжекционная трубка, *5*— сопло, *6*— кронштейн

ше критического. Для того чтобы газовоздушная смесь не могла воспламениться от внутренней поверхности плитки, последняя не должна иметь высокой температуры. При увеличении расхода газа температура поверхности плиток растет до 1050 ... 1100° С, и она раскаляется до белого цвета. Прогрев каналов в глубину увеличивается, и фронт горения перемещается внутрь каналов. При дальнейшем увеличении расхода газа фронт горения перемещается все глубже в каналы и при определенной нагрузке произойдет проскок пламени внутрь горелки. Рассмотренная закономерность проскока пламени отличается от проскока бунзеновского пламени. Это связано с наличием керамических каналов, которые с ростом нагрузки прогреваются глубоко внутрь, при этом растут температура смеси и скорость распространения пламени и этот процесс заканчивается проскоком пламени, а не зажиганием газовоздушной смеси от тыльной части керамических плиток, так как при проскоке ее температура не превышает 400° С. Следовательно, зажигание газовоздушной смеси, находящейся в горелке, происходит в результате проникания фронта горения через огневые каналы.

Следует отметить, что проскок происходит через каналы, которые имеют диаметры меньше критических. Это происходит потому, что через прогретые стенки прекращается теплоотвод и они превращаются в поджигающие поверхности. Вместе с тем в исследованиях Гипрониигаза показано, что при нагрузках горелки, значительно превосходящих номинальное значение, пламя будет формироваться над перфорированными плитками без их значительного подогрева. При та-

ких условиях устойчивость пламени по отношению к отрыву будет определяться теми же условиями, что и устойчивость бунзеновского пламени. Кривые проскока пламени в зависимости от тепловой нагрузки и коэффициента избытка воздуха для плиток с диаметром отверстий 1,55 и 1,75 мм показаны на рис. 16.3.

Во всех случаях воспламенение газовоздушной смеси в коробке горелки происходило в результате проскока пламени через отверстия, а не за счет поджигания смеси обратной стороной плитки, так как ее температура не превышала 400° С. Тепловая нагрузка плитки 465 Вт обеспечивает устойчивую работу горелки, поэтому такая нагрузка принята в качестве номинальной. При этой нагрузке температура рабочей поверхности составляет 800° С, а ее тепловое напряжение 140 кВт/м^2. При температуре наружной поверхности 800...900 °С 55...60 % теплоты, выделившейся в результате сгорания газа, передается излучением, при этом максимальное количество энергии приходится на область инфракрасных лучей с длиной волны 2,5...2,7 мкм. Рассмотренный тип горелок инфракрасного излучения предназначен для работы на природном газе низкого давления, а также для работы на сжиженном углеводородном газе с давлением 5 кПа.

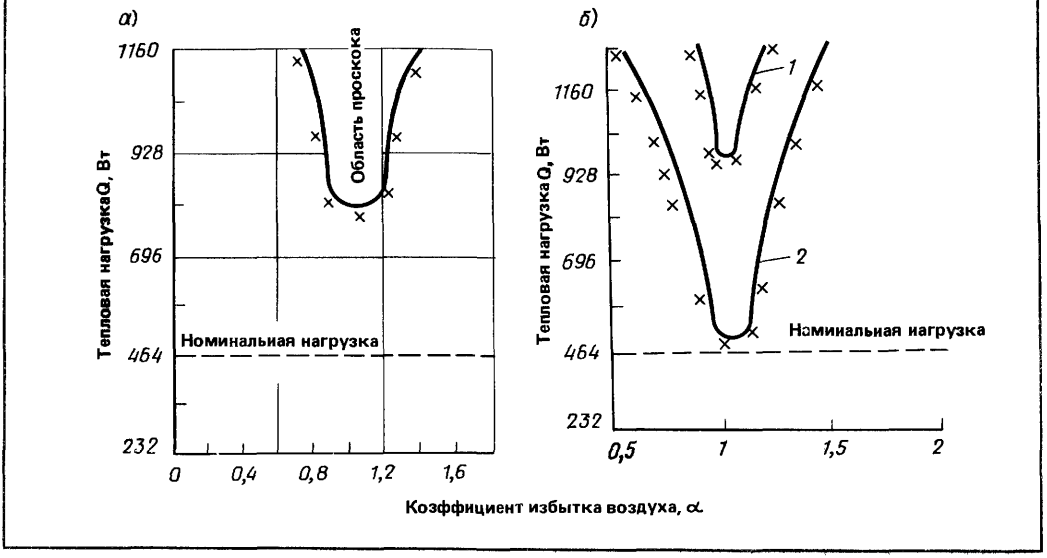
Над керамическими плитками расположена сетка — стабилизатор горения, выполненная из жаропрочной хромоникелевой проволоки диаметром 1,2...1,3 мм. Повышенная ветроустойчивость горелки обеспечивается в результате выравнивания давления над плитками и перед соплом эжектора. Эжектор засасывает воздух из камеры, куда он поступает через девять отверстий в рефлекторе. Скоростной напор ветра у поверхности плиток преобразуется в статическое давление, которое передается через отверстие в корпус, и тем самым давление в нем выравнивается с наружным. Таким образом, ветер не влияет на условия работы эжектора. Ветроустойчивость обеспечивается при лобовой скорости ветра до 3...3,5 м/с. Горелки инфракрасного излучения используются для обогрева и сушки помещений, тканей, упаривания жидких и полужидких материалов и т. д.

Рис. 16.3. Кривые проскока пламени для плиток
а — природный газ (диаметр отверстий плиток d=1,75 мм), *б* — сжиженный газ, *1* — проскок пламени при d=1,55 мм, *2* проскок пламени при d=1,75 мм

→

Блочные эжекционные (инжекционные) горелки типа БИГ, разработанные Промэнергогазом. Горелки этого типа представляют собой серию горелок разных конфигураций и производительности, компонуемых из стандартных элементов. Стандартный элемент горелки состоит из набора единичных однотипных смесителей *2* (рис. 16.4, *а*), закрепленных в общем коллекторе — газовой камере *3*. Единичный смеситель представляет собой трубу диаметром 48×3 мм и длиной 290 мм. В начальной части трубы, которая находится внутри газового коллектора, имеются четыре отверстия диаметром по 1,5 мм каждое, оси которых расположены под углом около 25° к оси горелки. Эти отверстия выполняют роль периферийных сопел, через которые газ истекает внутрь эжекционной трубы и эжектирует воздух, поступающий через открытый торец трубы. Конструкция эжекционной части отработана таким образом, что при разрежении в топке, равном 20 Па, газ эжектирует весь воздух, необходимый для горения, с коэффициентом избытка α=1,02...1,05.

Высокие скорости газовых струй, расположенных по периферии, способствуют созданию профиля скоростей, препятствующего проскоку пламени. Блоки горелок футеруются огнеупорной массой (см. рис. 16.4, *б*), а на их выходе располагается туннель-стабилизатор глубиной 100 мм. Он предотвращает отрыв пламени. Горелки полностью размещаются в пределах обмуровки котла толщиной 510 мм. Номинальное давление газа перед горелкой составляет 80 кПа (среднее давление), коэффициент глубины ре-



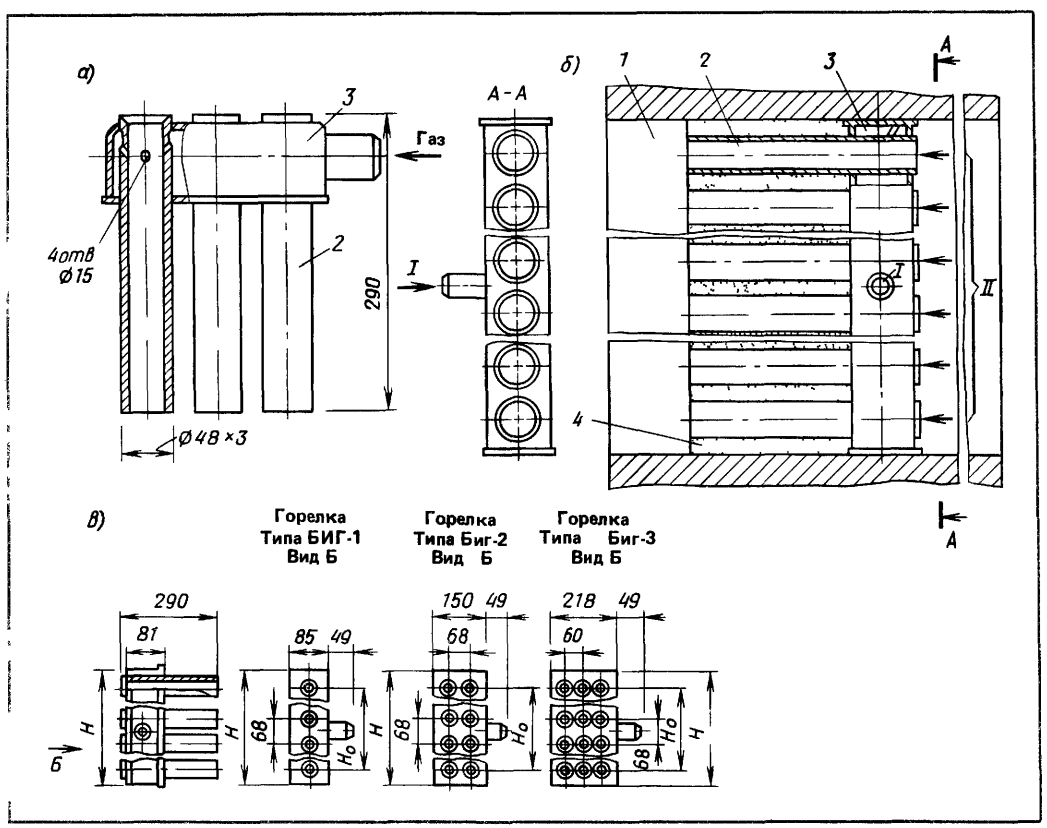


Рис. 16.4. Блочная эжекционная горелка (БИГ) *а* — элемент горелки, *б* — общий вид, *в* — компоновка элементов, *1* — туннель стабилизатор, *2* — смеситель стабилизатор, *3* — газовая камера, *4* — огнеупорная масса, *I* — газ, *II* — воздух

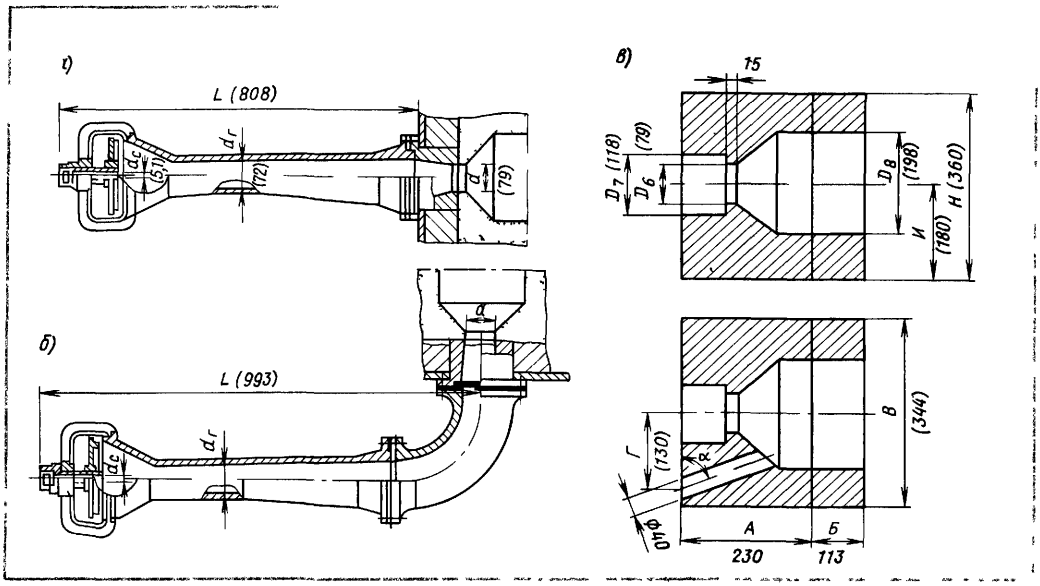


Рис. 16.5. Эжекционные горелки среднего давления конструкции Ленгипроинжпроекта типа *I*(*а*), *II*(*б*) и горелочный туннель (*в*) (в скобках проставлены размеры для горелок 7М)

гулирования производительности равен 3,4...3,8. В зависимости от компоновки (числа единичных элементов) производительность горелки изменяется от 10 до 240 м^3/ч. Горелки БИГ работают без химической неполноты сгорания с малыми избытками воздуха. Содержание оксидов азота составляет 0,15 ... 0,18 г/м^3. Горелки компонуют в виде стандартных наборов (см. рис. 16.4, *в*), состоящих из единичных эжекционных трубок, собранных в один ряд (7 типоразмеров), в два ряда (6 типоразмеров) и в три ряда (2 типоразмера) Горелки предназначены для оборудования котлоагрегатов с расположением в обмуровке стенок котла и на поду вместо колосниковой решетки. Котлы, оборудованные горелками БИГ, имеют более высокий КПД (на 2 %), чем при оборудовании эжекционными горелками с центрально расположенными соплами.

Эжекционные горелки среднего давления для природного газа, разработанные Ленгипроинжпроектом, изготовляют литыми в двух вариантах: прямые (тип I) и угловые (тип II). На рис. 16.5 показаны эти варианты для горелок 7М. Горелки рассчитаны на работу без подогрева воздуха и без охлаждения головки горелки Из разработанных десяти типоразмеров государственные испытания прошли шесть типоразмеров (1М, ..., 4М, 6М и 7М), которые и рекомендуются для применения. Номинальное давление газа 50 кПа, максимальное — 90 кПа. При 50 кПа и нулевом разрежении в топке горелки работают с коэффициентом α=1,05. Коэффициент глубины регулирования производительности горелок изменяется от 3 до 7— он определяется отношением тепловой мощности при $p_г$=90 кПа к минимальной мощности, соответствующей нижнему пределу регулирования. Расход газа горелками колеблется от 6 до 31 м^3/ч при $p_г$= =50 кПа. На рис. 16.5, *в* приведены горелочные туннели, выполненные из двух блоков, что снижает термическое напряжение, и туннели меньше растрескиваются. Уровень шума, создаваемого горелками, находится в пределах санитарной нормы. Указанные выше горелки применяются для нагревательных и термических печей. Они

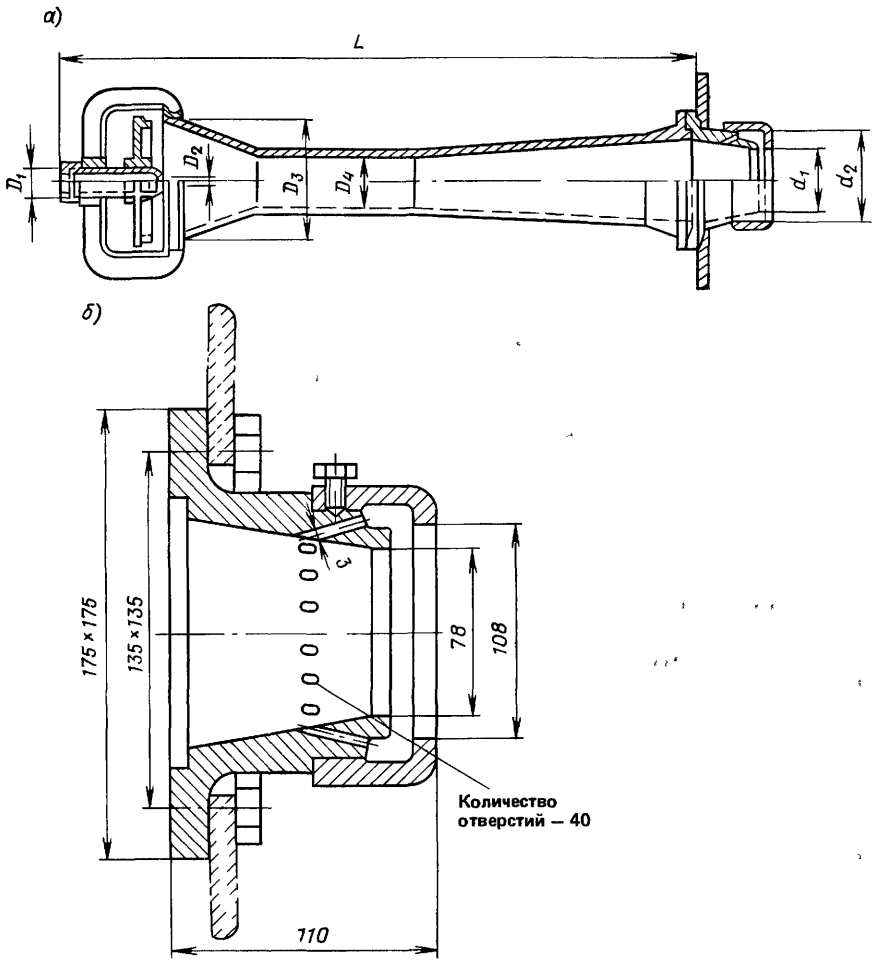


Рис. 16.6. Эжекционная горелка среднего давления с кольцевым стабилизатором

а — горелка в сборе, *б* — насадок со стабилизатором

могут быть использованы также в топках небольших котлов.

Горелки без огнеупорных насадок. Для обеспечения устойчивого горения газа у горелок без огнеупорных насадок применяют специальные стабилизаторы горения. Они предотвращают отрыв пламени, создавая устойчивые очаги зажигания горючей смеси с помощью зон рециркуляции продуктов сгорания или поджигающих поясов. Горелки рассматриваемого типа состоят из эжекционного смесителя и головки горелки со стабилизатором горения.

В пределах малой толщины кинетического фронта пламени, измеряемого долями миллиметра, при небольших избытках воздуха процесс горения не завершается, и за фронтом пламени образуются продукты неполного сгорания. Это объясняется тем, что по мере выгорания газа в реагирующей смеси появляются продукты сгорания и взаимные столкновения активных молекул топлива с кислородом затрудняются. В результате процесс горения, вначале чисто кинети-

ческий, приобретает диффузионный характер, и чем больше смесь разбавляется инертными газами, тем сильнее он затормаживается. Замедлению процесса горения способствует также постепенное охлаждение «хвостов» факела Для дожигания таких обедненных «хвостов» следует предусматривать специальные мероприятия, с помощью которых в «хвосте» пламени усиливается турбулизация потока, способствующая столкновению горючего с кислородом, и создаются температурные условия, обеспечивающие завершение процесса горения.

Эжекционные горелки с кольцевыми стабилизаторами разработаны Ленгипроинжпроектом. Из десяти типоразмеров государственные испытания прошли только пять (1, 3, 7, 8, 9). Эти горелки рекомендуются к применению. На рис. 16.6 показаны горелка и отдельно кольцевой стабилизатор (размеры приведены для горелки № 7). Производительность горелки 37,5 м^3/ч при давлении газа 50 кПа. Устойчивость горения обеспечивается кольцевым пламенем, которое формируется на щели по периферии отверстия горелки. Малая скорость выхода газовоздушной смеси из щели обеспечивает устойчивое горение пламени и поджигание основного факела. Горелки рассчитаны на те же параметры, что и туннельные. Производительность разработанных типов горелок изменяется в пределах 5...62 м^3/ч при давлении газа 50 кПа. Горелки также выпускают в двух вариантах: прямые (тип I) и угловые (тип II). Горелки предназначены для установки в топках небольших котлов.

К горелкам рассматриваемого типа относятся **эжекционные ИГК (рис. 16.7) среднего давления с пластинчатыми стабилизаторами конструкции Мосгазпроекта.** Особенность устройства этих горелок в том, что в конце диффузора эжектора установлен пластинчатый стабилизатор. Он представляет собой пакет, собранный из стальных пластин толщиной 0,5 мм с расстоянием между ними, равным 1,5 мм. Малое расстояние между пластинами исключает возможность проскока пламени внутрь горелки, а застойные зоны, возникающие вблизи стяжных болтов, предотвращают отрыв пламени. Горелки устойчиво работают в диапазоне изменения давления газа от 3 до 50 кПа, таким образом коэффициент глубины регулирования производительности для них равен 4,1. После остановки горелки регулятор воздуха должен оставаться открытым для охлаждения пластин Горелки рассчитаны на сжигание газа с теплотой сгорания $Q_н^c = 35\,600$ кДж/м^3 и $\rho = 0{,}73$ кг/м^3.

Производительность горелок в зависимости от типоразмера при давлении газа 30 кПа изменяется от 6 до 150 м^3/ч Горелки с номинальной производительностью 50 м^3/ч и выше для подачи газа имеют по четыре сопла В результате применения нескольких сопел удается сократить размеры эжекционного смесителя. Уменьшение длины эжектора в этом случае вытекает из соображений, допускающих, что процесс смесеобразования для каждого элементарного потока многосоплового смесителя протекает аналогично процессу в односоплове эжекторе. Для многосоплового смесителя эквивалентный диаметр «горловины» для каждого потока будет меньше диаметра горловины всего смесителя в $\sqrt{n}$ раз (где n — число сопел). Путь смешения для каждого элементарного потока пропорционален диаметру его горловины и равен пути смешения для всего эжектора, так как процесс смесеобразования в этих потоках протекает параллельно. Таким образом, длина многосоплового смесителя при прочих равных условиях будет в $\sqrt{n}$ раз меньше длины односоплового эжектора

Кинетический факел, образующийся при горении, располагают непосредственно в топке котла. Он имеет сравнительно небольшие размеры. Горелки предназначены для обогрева чугунных секционных и стальных котлов небольшой производительности. Протяженность топки вдоль факела долж-

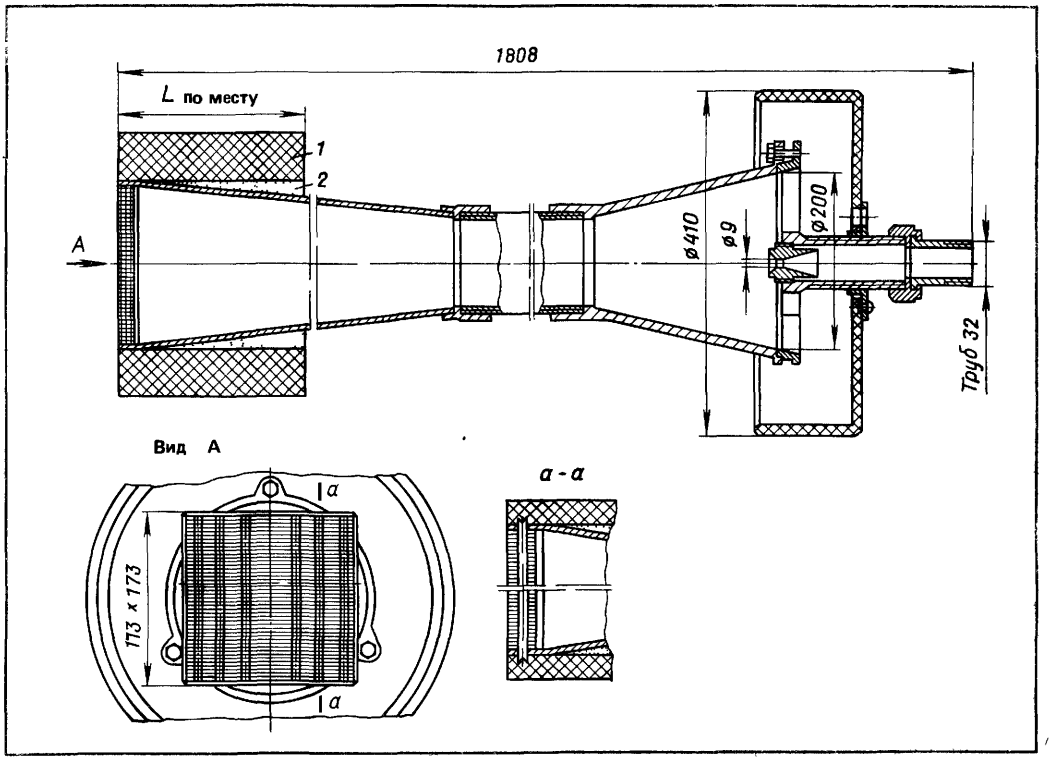


Рис. 16.7. Горелка с пластинчатым стабилизатором *1*— обмуровка котла, *2*— огнеупорная глина

на быть не меньше 1,2 м. Топки должны работать под разрежением. Содержание оксидов азота у чугунных секционных котлов, оборудованных горелками ИГК, составляет примерно 0,16 г/м^3.

16.4. Горелки предварительного смешения газа с частью воздуха, необходимого для горения

Предварительное смешение газа с частью воздуха, необходимого для горения и называемого первичным, осуществляется у горелок **атмосферного типа.** Первичный воздух засасывается струей газа в эжектор, где протекает смесеобразование, поэтому горелки одновременно являются эжекционными. В головку горелки поступает смесь с равномерными полями концентраций горючего и окислителя под некоторым избыточным давлением. Из головки газовоздушная смесь выходит через отверстия со скоростью, обеспечивающей устойчивое горение, и сгорает бунзеновским пламенем. Вторичный воздух диффундирует к пламени непосредственно из атмосферы окружающей среды. Пламя атмосферной горелки имеет два конуса: внутренний, ярко очерченный, зелено-голубого цвета и внешний, имеющий несколько размытые контуры и бледно-фиолетовый цвет.

Во внутреннем конусе выгорает та часть газа, которая обеспечена первичным воздухом (газ сгорает кинетическим пламенем). Внешний конус представлет собой конус диффузионного горения. Атмосферные горелки работают с коэффициентом первичного воздуха α', равным 0,45 ... 0,7. Коэффициент избытка воздуха α зависит от оформления топочной части и колеблется в пределах 1,3...1,8. Правильно спроектированные и хоро-

шо отрегулированные атмосферные горелки могут обеспечить практически полное сгорание газа.

При малых значениях коэффициента первичного воздуха концы пламени окрашиваются в желтый цвет. Это свидетельствует о возможности появления химического недожога. Окраска краев пламени происходит из-за появления раскаленных частичек углерода вследствие термического разложения углеводородов в пламени. При диаметре отверстий 6 мм желтые края пламени появляются при следующих значениях коэффициентов α': для коксового газа $\alpha'=0{,}2$, природного газа $\alpha'=0{,}4$, бутана $\alpha'=0{,}58$. С уменьшением диаметра отверстий значение коэффициента α' уменьшается. Чем выше коэффициент первичного воздуха, тем бóльшая доля газа выгорает во внутреннем конусе и тем менее вероятна возможность появления в отходящих газах продуктов неполного сгорания.

Головка горелки может иметь самую разнообразную форму, но обычно это коллектор с большим числом выходных отверстий. Конструкция головки определяется тем огневым устройством, для которого она предназначена Открытые конфорочные горелки плит должны соответствовать посуде, которую на них устанавливают, а горелки водонагревателей, кипятильников, котлов и т. д — габаритам их топок. Головки горелки располагают в топке так, чтобы к ним были обеспечены правильный подвод вторичного воздуха, нормальное развитие конуса пламени и отвод продуктов горения.

Вторичный воздух должен равномерно поступать к горелкам и иметь доступ к пламени по всей высоте. Величина минимального избытка воздуха, обеспечивающего сгорание газа без химической неполноты, в значительной мере зависит от способа подвода вторичного воздуха. При правильном конструктивном решении подвода вторичного воздуха удается добиться полного сгорания газа с коэффициентом избытка воздуха 1,2... 1,25. Горелку в топке следует располагать так, чтобы щели между ними и между горелками и стенками котла обеспечивали равномерный подвод воздуха к пламени с требуемым избытком. Количество поступающего вторичного воздуха целесообразно регулировать специальными регистрами, устанавливаемыми перед топкой на воздушном тракте

Высоту топочной части выбирают такой, чтобы не создавать условий, способствующих появлению химического недожога. Внутренний конус пламени не должен соприкасаться с холодными поверхностями нагрева, ибо это приводит к химической неполноте сгорания и к появлению в продуктах горения оксида углерода. Соприкосновение внешнего конуса пламени с поверхностями нагрева при правильном подводе вторичного воздуха и отводе продуктов сгорания не дает заметного химического недожога. Высота внутреннего конуса пламени зависит от состава газа, коэффициента первичного воздуха, скорости выхода газовоздушной смеси (или теплового напряжения поперечного сечения выходных отверстий горелки) и диаметра отверстий. Высоту внутреннего конуса пламени горелки, установленной в атмосфере неподвижного воздуха, можно определить по следующей эмпирической формуле:

$$h_в=0{,}86\cdot10^{-7}kRd^2,$$

где $h_в$ — высота внутреннего конуса, мм, k — эмпирический коэффициент, зависящий от состава газа и коэффициента первичного воздуха (выбирают по табл 16 1), R — тепловое напряжение поперечного сечения выходных отверстий горелки, Вт/м^2, d — диаметр выходного отверстия, мм

Тепловое напряжение отверстий горелки R, Вт/м^2, определяют по формуле

$$R=0{,}353\cdot10^6\frac{Q_{гор}Q^c_н}{nd^2},$$

где $Q_{гор}$ — производительность горелки, м^3/ч, $Q^c_н$ — низшая теплота сгорания газа, кДж/м^3, n — число выходных отверстий в горелке

Таблица 16.1 **Значение коэффициента k в зависимости от коэффициента первичного воздуха α' и состава газа**

Газ	Коэффициент первичного воздуха α'							
	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
Бутан	—	—	2,29	1,74	1,46	1,22	1,05	0,83
Природный газ	1,89	1,63	1,35	1,14	0,95	0,79	0,64	—
Коксовый газ	1,4	1,12	0,95	0,71	0,56	0,45	0,45	0,54

Высоту внешнего конуса (наружного) пламени горелки определяют по эмпирической формуле

$$h_в = 0{,}86 \cdot 10^{-7} k_1 R \sqrt{d^3}$$

Коэффициент k_1 зависит от расстояния между краями соседних отверстий, его определяют по табл. 16.2. При диаметре отверстий больше 7 мм высота наружного конуса пламени горелки $h_н$ становится зависимой от коэффициента первичного воздуха, уменьшаясь по мере приближения к стехиометрическому составу

Таблица 16.2 **Значения коэффициента k_1**

Расстояние между краями отверстий мм	Значение коэффициента k_1	Расстояние между краями отверстий мм	Значение коэффициента k_1
2	11,4	10	6,7
3	10,4	12	6,4
4	9,46	14	6,3
5	8,7	16	6,0
6	7,8	18	5,85
7	6,5	20	5,8
8	7,2	22	5,75
9	6,95		

У топок, оборудованных атмосферными горелками, разрежение в плоскости головки обычно бывает ничтожно малым, однако даже незначительное разрежение в топке сильно сказывается на коэффициенте эжекции и коэффициенте избытка воздуха. Для обеспечения стабильной подачи первичного и вторичного воздуха огневые установки с атмосферными горелками следует оборудовать *тягопрерывателями*. Тяга прерывается в результате сообщения дымохода за агрегатом с атмосферой Кроме того, горелку вместе с эжектором целесообразно располагать с топочной части. В результате этого давление у всасывающего патрубка эжектора и у выходных отверстий будет одинаковым и горелка станет работать с постоянным коэффициентом первичного воздуха. Тягопрерыватель обеспечивает практически постоянное разрежение, поэтому горелки будут работать с неизменным избытком воздуха.

Поступающий в топку воздух будет частично засасываться эжектором, а частично поступать к пламени горелки

Если всасывающая часть эжектора находится вне топки и огневая установка не имеет тягопрерывателя, то изменение тяги или давления газа будет сказываться на работе горелки, изменяя коэффициенты первичного воздуха и избытка воздуха, что будет способствовать появлению химической неполноты горения, малоустойчивой работе горелки или работе горелки с большим избытком воздуха Следует отметить, что при переводе существующих котлов на газ часто тягопрерыватель устанавливать нельзя, так как в топке будет очень малое разрежение, которое не обеспечит подачи необходимого количества вторичного воздуха. В этом случае эжектор горелки располагают внутри короба, сообщающегося с топочным или поддувальным пространством, а количество поступающего воздуха регулируют регистром.

Атмосферные горелки имеют ряд положительных качеств, благодаря которым они нашли широкое применение. Такие горелки завоевали прочные позиции в бытовых приборах

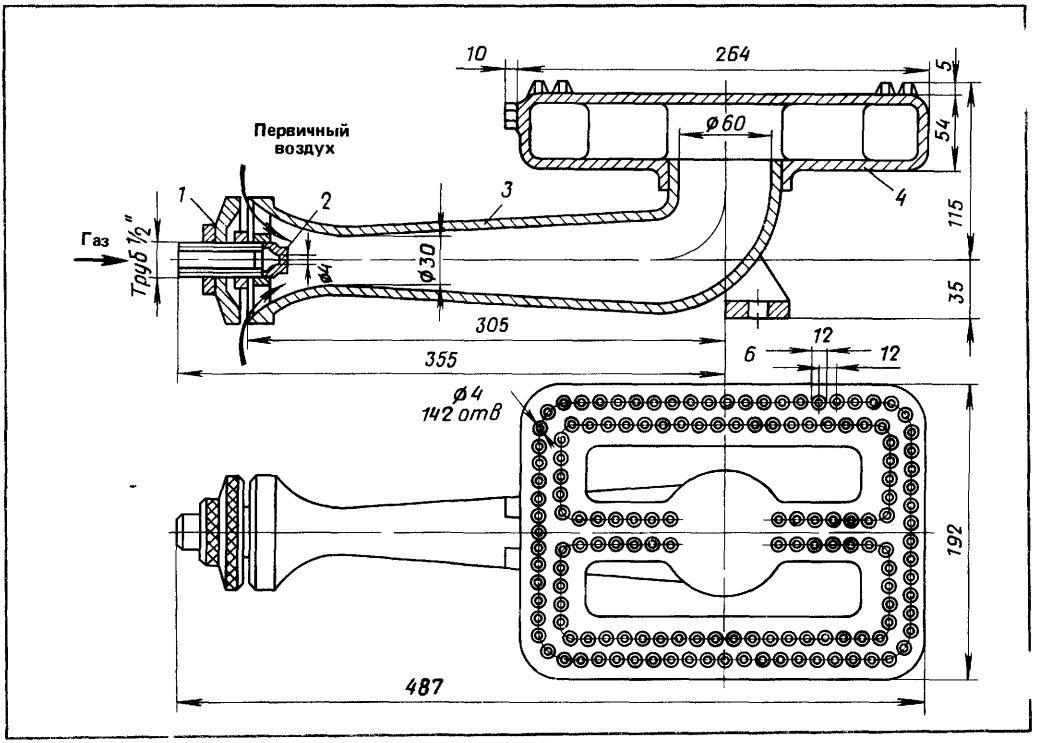
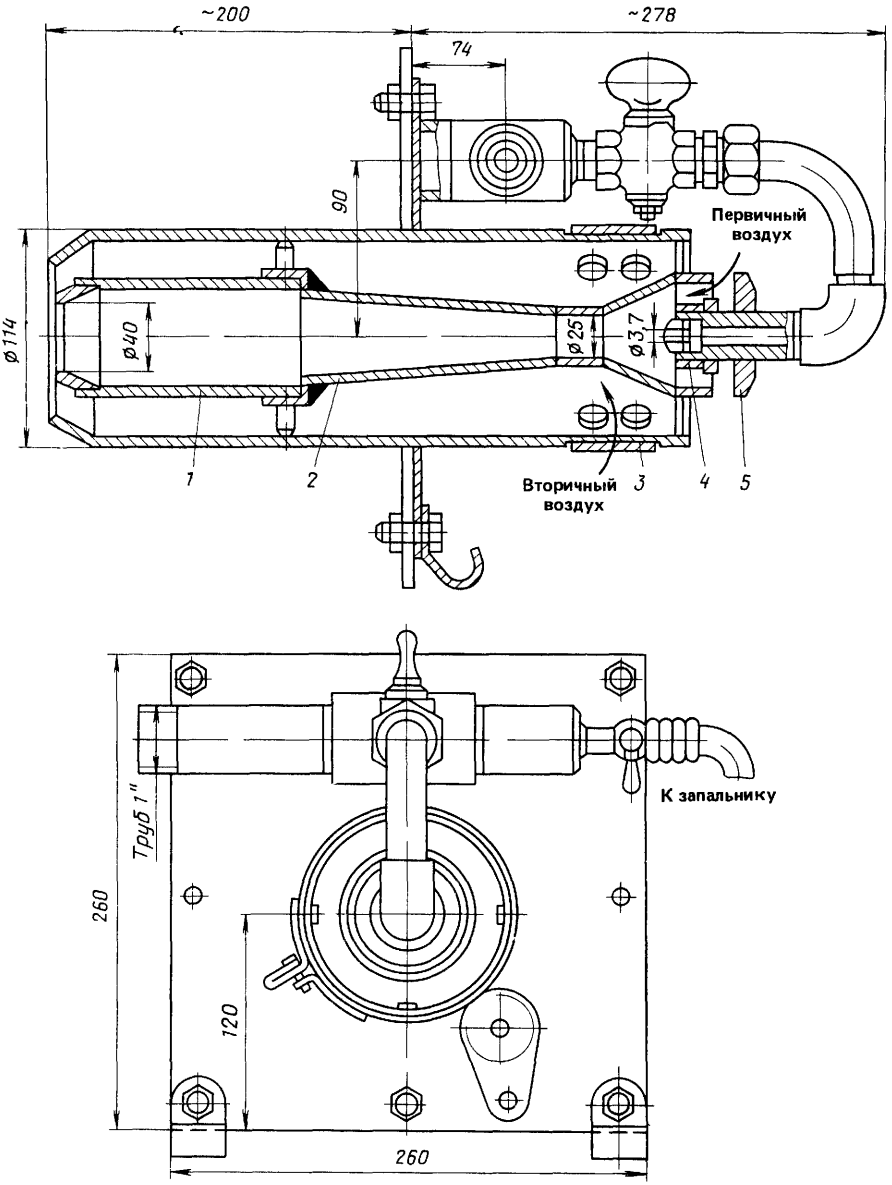


Рис. 16.8. Атмосферная горелка для чугунного котла
1— регулятор воздуха, *2*— сопло, *3*— эжекционная трубка, *4*— головка горелки с огневыми отверстиями

(плитах, водонагревателях), приборах предприятий общественного питания, в лабораторной практике, их часто применяют в чугунных отопительных котлах и сушилках. Основными положительными качествами атмосферных горелок являются: простота конструкции, возможность работы на низком давлении газа, отсутствие необходимости в подаче воздуха под давлением, устойчивая работа горелки в довольно широком диапазоне изменения нагрузок, бесшумность работы, надежность и простота эксплуатации.

Ввиду конструктивных особенностей (горелку располагают непосредственно в топке) и значительных коэффициентов избытка воздуха атмосферные горелки не используют в высокотемпературных установках. В котлах значительной производительности их также не применяют, так как они не обеспечивают высокой интенсивности сжигания газа. Производительность одной горелки обычно не превышает 100 кВт (10 м^3/ч).

Атмосферная горелка, предназначенная для установки в топке четырех- и пятисекционных чугунных котлов (ВНИИСТО-Мч), показана на рис. 16.8. Головка горелки имеет 142 отверстия диаметром 4 мм и надевается на эжекционную трубку. В месте выхода газовоздушной смеси из эжектора головка не имеет отверстий. Если здесь расположить отверстия, то пламя над ними будет значительно выше, чем над другими отверстиями, так как при истечении газа из этих отверстий будет использовано динамическое давление потока газовоздушной смеси, движущегося из эжекционной трубки в головку горелки. Кроме того, вследствие повышения выходной скорости пламя над этими отверстиями может быть недостаточно устойчивым. Тепловая нагрузка горелки



равна 20 кВт (0,2 м^3/ч при $Q_н^с$ = =36 МДж/м^3). Горелка запроектирована для сжигания газа с теплотой сгорания $Q_н^с$ = 25 000...36 000 кДж/м^3, при этом в зависимости от величины $Q_н^с$ изменяют диаметр сопла.

Рис. 16.9. Атмосферная горелка с одним выходным отверстием
1— головка горелки, *2*— эжекционный смеситель, *3*— регулятор, *4*— сопло, *5*— регулятор первичного воздуха

При сжигании природного газа с теплотой сгорания 36 000 кДж/м^3 диа-

метр сопла равен 4 мм, а необходимое давление газа составляет 1,3 кПа.

Коэффициент первичного воздуха горелки можно регулировать воздушной шайбой. Эжекционная трубка имеет проточную часть с малым гидравлическим сопротивлением. Головка горелки выполнена таким образом, что вторичный воздух имеет подход к каждому ряду отверстий с одной стороны. Высота пламени при работе горелки с нормальной тепловой нагрузкой примерно равна 100 мм. Горелка проста по конструкции и надежна в эксплуатации. При работе в чугунных секционных котлах атмосферные горелки обеспечивают полное сжигание газа при сравнительно небольшом содержании в продуктах горения оксидов азота. Концентрация NO_x обычно не превосходит 0,12 г/м^3.

Это связано с рассредоточением пламени и ступенчатым сжиганием газа (с первичным и вторичным воздухом).

Атмосферная горелка с одним выходным отверстием показана на рис. 16.9. Особенность этой горелки заключается в том, что ее головка имеет не коллектор с большим числом мелких отверстий, а коническую трубку с одним отверстием большого диаметра (40 мм). В результате этого значительно удлиняется пламя горелки. Вследствие разрежения в топке вторичный воздух по кольцевому зазору между горелкой и специальным кожухом поступает к корню факела. У горелки предусмотрена возможность регулирования количества первичного и вторичного воздуха.

Такие горелки применяют при переоборудовании на газовое топливо ресторанных плит и пищеварочных котлов (причем в плите может быть одна горелка или блок, состоящий из двух-трех горелок). Тепловая нагрузка горелки составляет 18,6 кВт, давление газа 1,3 кПа. Горелка рассчитана на сжигание газа с теплотой сгорания $Q_н^c$=36 000 кДж/м^3. В зависимости от теплоты сгорания газа в горелке устанавливают сопло соответствующего диаметра.

16.5. Горелки с незавершенным предварительным смешением газа с воздухом

Большая группа разнообразных по конструкции и различных по производительности горелок относится к горелкам с незавершенным предварительным смешением газа с воздухом. У горелок этого типа процесс смесеобразования начинается в самой горелке и активно завершается в топочной камере. Вследствие этого газ сгорает коротким и несветящимся пламенем. В связи с тем что до выхода в топку, где начинается процесс горения, газовоздушная смесь частично была приготовлена, скорость горения определяется диффузионными и кинетическими факторами. Следовательно, у этих горелок осуществляется диффузионно-кинетический способ сжигания газа.

Горелки рассмотренного типа состоят из систем раздельной подачи газа и всего воздуха, необходимого для горения, а также устройств, в которых начинается процесс смесеобразования. В топку поступает газовоздушная смесь, представляющая собой турбулентный поток с неравномерными полями концентраций горючего и окислителя в поперечном сечении. Попадая в зону высоких температур, смесь воспламеняется. Участки потока, в которых концентрация газа и воздуха находится в стехиометрическом соотношении, сгорают кинетическим способом, а зоны, в которых процесс смесеобразования не завершен, выгорают диффузионно. Процессом смешения в топке управляет смесительное устройство горелки, так как структуру потока и движение его отдельных частиц определяют условия его выхода из смесителя. Смешение газа и воздуха у этих горелок происходит в результате турбулентной диффузии, поэтому такие горелки называют *горелками турбулентного смешения.*

Для повышения интенсивности процесса сжигания газа следует максимально интенсифицировать смеше-

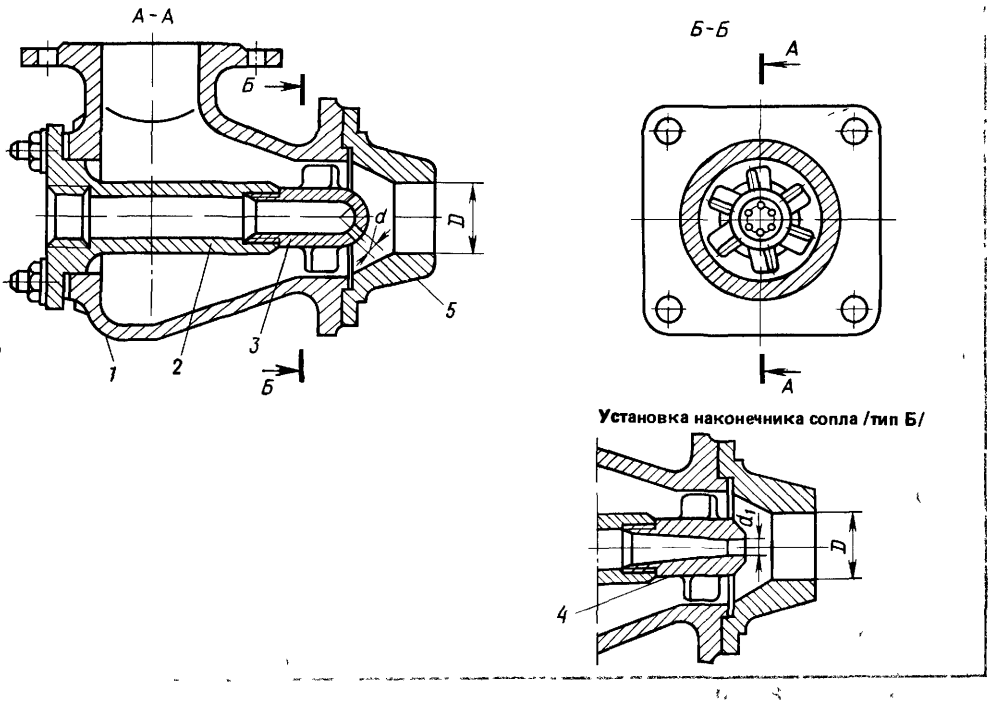


Рис. 16.10. Турбулентная горелка типа ГНП *1*— корпус, *2*— сопло, *3*— наконечник сопла типа А, *4*— наконечник сопла типа Б, *5*— носик

ние газа с воздухом, так как смесеобразование является тормозящим звеном всего процесса. Интенсификации процесса смесеобразования достигают: закручиванием потока воздуха направляющими лопатками; тангенциальным подводом или устройством улиток; подачей газа в виде мелких струй под углом к потоку воздуха; расчленением потоков газа и воздуха на мелкие потоки, в которых происходит смесеобразование.

Горелки турбулентного смешения нашли широкое применение. Основными положительными качествами таких горелок являются: а) возможность сжигания большого количества газа при сравнительно небольших габаритах горелки (особенно важно для мощных котлов); б) широкий диапазон регулирования производительности горелки; в) возможность подогрева газа и воздуха до температур, превышающих температуру воспламенения, что имеет большое значение для некоторых высокотемпературных печей; г) сравнительно простое выполнение конструкций с комбинированным сжиганием топлива (газа — мазута, газа — угольной пыли). Недостатки рассматриваемых горелок: принудительная подача воздуха и сжигание газа с химической неполнотой, большей, чем при кинетическом горении. Горелки турбулентного смешения имеют различную производительность от 60 кВт до 60 МВт. Их используют для обогрева промышленных печей и котлов.

Горелки турбулентного смешения ГНП конструкции Теплопроекта производительностью 7 ... 250 м^3/ч при давлении газа и воздуха 0,4 ... 2 кПа показаны на рис. 16.10. Горелки выпускают девяти типоразмеров с двумя типами наконечников газового сопла. Наконечник *А* обеспечивает короткофакельное сжигание, а наконечник *Б* создает удлиненный факел.

Газ входит в горелку через патрубок и истекает с определенной скоростью из сопла. Воздух в горелку подают под давлением, перед входом в носик горелки он закручивается. Смешение газа с воздухом начинается внутри горелки при выходе газа из сопла и интенсифицируется закрученным потоком воздуха. При многоструйной подаче газа (с наконечником *А*) процесс образования смеси протекает быстрее и газ сгорает в коротком факеле. Горелку устанавливают совместно с керамическим туннелем, служащим стабилизатором горения. Горелки обеспечивают сжигание газа при отсутствии химической неполноты при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1{,}05$ ... 1,1. При давлении газа 4 кПа длина факела для горелок с наконечником типа А в зависимости от типоразмера горелки изменяется от 0,6 до 2,3 м.

Основные размеры серии горелок ГНП следующие: диаметр выходного отверстия изменяется в пределах $D=25$ ... 142 мм; диаметр газовых отверстий у наконечника типа А равен: $d=3{,}2$ ... 15,5, а число их изменяется от 4 до 6; диаметр газового отверстия у наконечника типа Б равен: $d_1=5{,}5$ ... 31 мм (обозначения показаны на рис. 16.10). По результатам государственных испытаний горелки рекомендованы к применению. Основными положительными качествами их являются: простота и компактность конструкции, возможность работы при низких давлениях газа и воздуха, широкие пределы регулирования производительности. Горелки этого типа предназначены для обогрева кузнечных и термических печей, сушилок.

Многоструйная вихревая горелка конструкции Мосгазпроекта показана на рис. 16.11; работа горелки основана на принципе дробления основных потоков газа и воздуха на несколько мелких потоков. Внутри этих потоков происходит интенсивный процесс смесеобразования. Многоструйная вихревая горелка предназначена для сжигания природного газа с теплотой сгорания $Q_н^c=35$ МДж/м^3 и имеет производительность 226 м^3/ч. Газ входит в горелку через патрубок, поступает в газовую камеру, в которой разбивается на 8 мелких потоков в соответствии с числом газовых трубок. Из каждой трубки газ выходит в виде 12 тонких струек с направлением под углом к потоку воздуха. Диаметр выходных отверстий 4,3 мм. Воздух поступает в пространство между трубками и также разбивается на 8 мелких потоков. Каждый малый поток воздуха закручивается с помощью лопаток направляющих аппаратов и поступает в цилиндрические выходные каналы, пересекая газовые струйки; здесь начинается процесс смесеобразования. Необходимое давление газа 1,3 кПа, а воздуха 1 кПа. Вихревые горелки выпускают восьми типоразмеров производительностью 39 ... 940 м^3/ч.

Горелка имеет короткий несветящийся факел, длина которого при максимальных нагрузках составляет 1 ... 1,5 м и обеспечивает устойчивую работу при изменении давления от 30 до 1 500 Па и достаточно полное сжигание газа при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1{,}1$. Горелка практически работает бесшумно. Ее огневую часть располагают в зоне высоких температур и для предохранения от быстрого разрушения футеруют. Как показали испытания, температура корпуса горелки не превышает 40 ... ... 50° С, а температура фронтовой плиты достигает 140 ... 150° С. Для наблюдения за работой горелки и зажигания газа в середине ее (по оси) предусмотрена труба диаметром 80 мм. Горелка предназначена для сжигания газа в топках котлов и промышленных агрегатов.

Для обогрева котлов электростанций наибольшее распространение получили **горелки турбулентного смешения,** у которых газ подают в закрученный поток воздуха в виде большого числа струй. Это обеспечивает интенсивное перемешивание газа с воздухом и достаточно полное выгорание газа. Воздушный поток закручивается с помощью «улиток», направляющих лопаток или тангенциальным

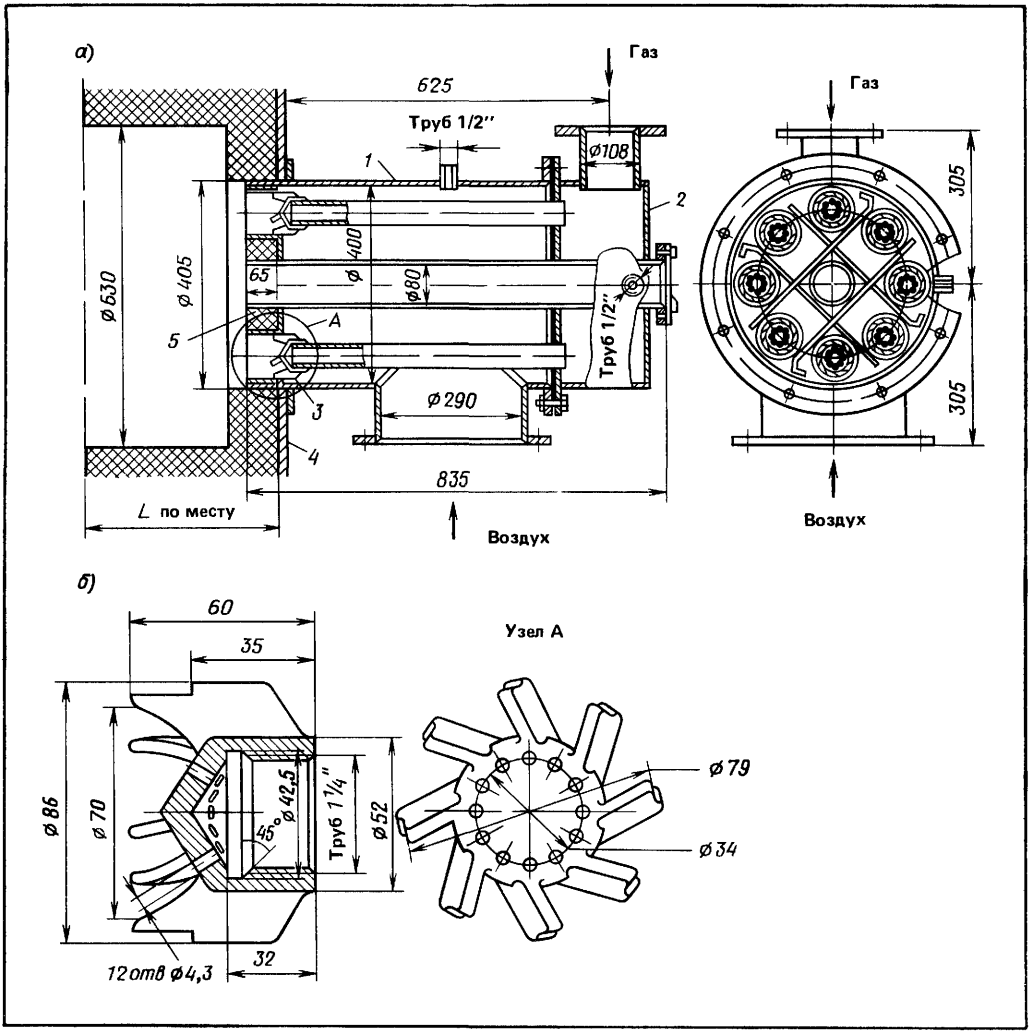


Рис 16.11. Многоструйная вихревая газовая горелка низкого давления конструкции Мосгазпроекта
а — горелка, *б* — наконечник с отверстиями и направляющим аппаратом, *1*—воздушная камера, *2*—газовая камера, *3*—наконечник, *4*— фронтовая плита, *5*— футеровка

подводом воздуха. Струйки газа вытекают из отверстий малого диаметра с большой скоростью и под прямым углом пересекают воздушный поток. Если в горелке газ подают по центральной трубе и он, вытекая из нее, пересекает воздушный поток, двигаясь от центра к периферии, такие **горелки называют горелками с центральной подачей газа.** Если газ подают из камеры, расположенной снаружи горелки, и струйки его движутся по направлению к центру, в этом случае **горелки называют горелками с периферийной подачей.**

Турбулентные горелки часто выполняют комбинированными: пылегазовыми или газомазутными. Комбинированные горелки позволяют быстро переводить работу котла с одного вида топлива на другой, что имеет большое значение для потребителей-регуляторов. Кроме того, газ в этих горелках может сжигаться одновременно с другим видом топлива. Как

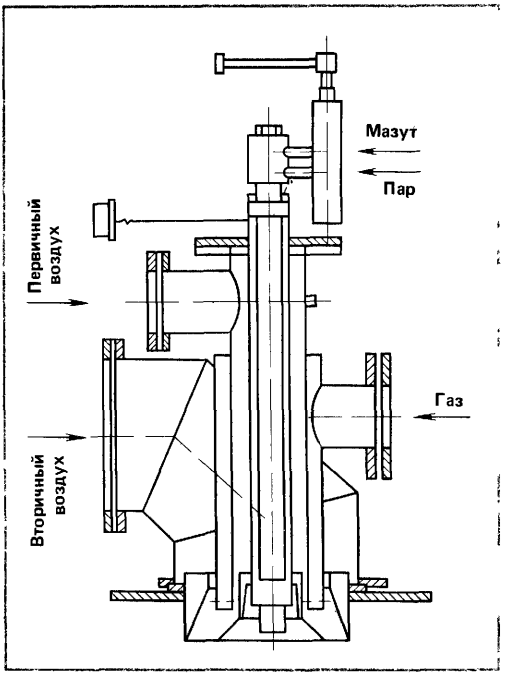


Рис. 16.12. Схема газомазутной горелки ГМГМ

показывает опыт, применение комбинированных горелок дает более высокий эффект, чем одновременное использование газовых и пылеугольных горелок или газовых горелок и мазутных форсунок.

Газомазутная горелка типа ГМГМ показана на рис. 16.12. Горелка выпускается четырех типоразмеров с номинальным расходом газа от 185 до 820 м^3/ч и предназначена для установки в котлах средней мощности типа ДКВР. Газ поступает в коллектор кольцевого сечения под давлением в 3,5 кПа и выходит из отверстий в виде струй в закрученный поток вторичного воздуха, чем достигается интенсивное смесеобразование. Первичный воздух подается по внутреннему каналу, закручивается и направляется к мазутной форсунке, где с распыливаемым мазутом образует топливно-воздушную смесь. Основное сгорание осуществляется за счет вторичного воздуха. Доля первичного воздуха при номинальном режиме составляет 10 ... 15 %. У горелок применены завихрители тангенциально-аксиального типа с прямыми лопатками и односторонней закруткой первичного и вторичного воздуха. Давление воздуха до 1,4 кПа. Двухзонные направляющие аппараты обеспечивают устойчивое горение топлива в широком диапазоне (коэффициент глубины регулирования производительности равен 5). Топливо сгорает при небольшом коэффициенте избытка воздуха: при сжигании газа с α=1,05, при сжигании мазута с α=1,15. Содержание NO_x в продуктах сгорания до 0,18 г/м^3. Длина мазутного факела 1 ... 2,5 м. Распыливание мазута осуществляется паромеханическими форсунками завода «Ильмарине». Горелки прошли государственные испытания и рекомендованы к применению.

Пылегазовая горелка конструкции Мосэнерго с центральной подачей газа производительностью 2400 м^3/ч показана на рис. 16.13. Она представляет собой пылеугольную горелку, приспособленную для сжигания газа. На угольной пыли горелка работает следующим образом. Смесь первичного воздуха с угольной пылью (аэровзвесь) подают в топку по кольцевому каналу центральной трубы, а вторичный воздух поступает в топку через улитку. Резервным топливом у таких горелок служит мазут, для чего в центральной трубе устанавливают мазутную форсунку. Реконструкция горелок для сжигания газа сводится к замене мазутной форсунки кольцевым каналом, по которому подают газ. В центральной части канала размещена труба, оканчивающаяся чугунным наконечником. В наконечнике имеется 115 отверстий диаметром 7 мм, размещенных в пять рядов. Газ выходит со скоростью 61,7 м/с, пересекая закрученный улиткой поток воздуха. Для защиты от обгорания пылевой части горелки и уменьшения сопротивления горелки по воздушной стороне примерно 10 ... 12 % воздуха подают по тракту первичного возду-

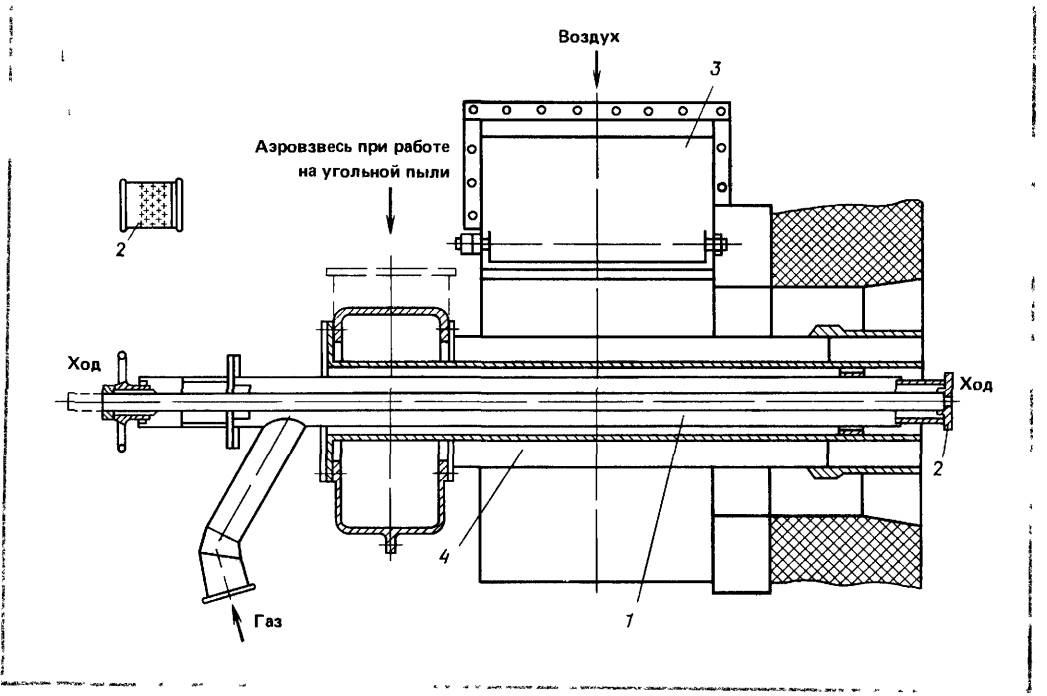


Рис. 16.13. Комбинированная пылегазовая горелка с центральной подачей газа на выходе из амбразуры
1— кольцевой канал для подачи газа, *2*— наконечник газоподводящих труб, *3*—«улитка» для закручивания воздушного потока, *4*— кольцевой канал для подачи смеси первичного воздуха с угольной пылью

ха пылевой горелки. При работе горелки на угольной пыли для предотвращения обгорания газовый наконечник вдвигают внутрь горелки.

У горелок этого типа газообразное топливо сгорает длинным светящимся факелом. Газ выходит из отверстий чугунного наконечника в виде тонких струй непосредственно в топку, где протекает процесс смесеобразования газа с воздухом, но горелка активно воздействует на этот процесс, так как в топку подают закрученный поток воздуха, который пересекает газовые струи. Горелки конструкции Мосэнерго с центральной подачей газа занимают промежуточное положение между горелками с незавершенным предварительным смешением газа с воздухом и диффузионными горелками.

Горелки работают с избытками воздуха α=1,1 ... 1,2; химическая неполнота сгорания при различных нагрузках составляет 1,5 ... 4 %.

Как показали исследования процесса перемешивания поперечных газовых струй с закрученным потоком воздуха, наилучшие результаты получаются при периферийной подаче газа. Это объясняется тем, что наибольший расход воздуха движется по кольцу большого диаметра горелки, поэтому при подаче газа через наибольший периметр наружной поверхности горелки дальнобойность газовых струй должна быть меньше и их легче распределить в воздушном потоке. Этим объясняется тот факт, что горелки с центральной подачей газа работают с бóльшими потерями от химической неполноты горения, чем горелки с периферийной подачей газа. Горелки с центральной подачей газа проще при изготовлении и ремонте.

У горелок с периферийной подачей газ поступает в кольцевую газовую камеру, охватывающую горелку с наружной стороны, и вытекает из

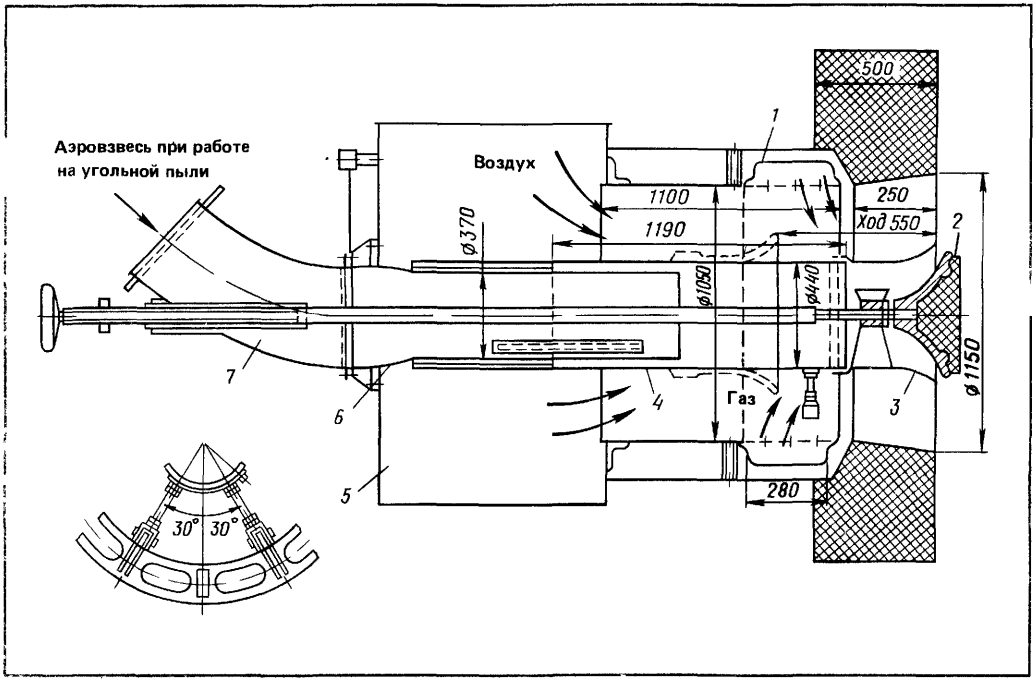


Рис 16.14. Комбинированная пылегазовая горелка с периферийной подачей газа в амбразуру
1— газовая камера *2*— раздаточный конус, *3* — раструб, *4* — подвижная труба, *5*— корпус «улитки», *6*— центральная неподвижная труба, *7*— канал для подачи смеси угольной пыли с первичным воздухом

нее через круглые отверстия диаметром 5 ... 8 мм со скоростью 110 ... ... 160 м/с. Газовые струи, обладающие большой дальнобойностью, пересекают закрученный поток воздуха, движущийся со скоростью около 26 ... .. 30 м/с под прямым углом Интенсивное смесеобразование начинается в горелке и завершается в топке. Такая организация процесса обеспечивает быстрое и хорошее перемешивание газа с воздухом, в результате чего газ сгорает несветящимся факелом. При правильном расположении газовых отверстий горелки работают с потерями от химической неполноты сгорания, равными 0,4 0,7 %

Комбинированная пылегазовая горелка системы «Оргрэс» с периферийной подачей газа производительностью 3000 м^3/ч показана на рис. 16.14. На угольной пыли горелка работает следующим образом. Смесь пыли с первичным воздухом подают по центральной трубе через чугунный раструб в топку На выходе из насадка поток разбивается о конус-рассекатель. Вторичный воздух входит в горелку через «улитку», которая обеспечивает его закручивание. При сжигании углей с малым выходом летучих веществ для подсвечивания пылеугольного факела в горелку подают некоторое количество газа.

При работе на газообразном топливе во избежание перегрева чугунный насадок с конусом переводят в крайнее левое положение. Газ подают в камеру, охватывающую цилиндрическую часть горелки по периферии, и он выходит из нее через большое число малых отверстий, пересекая поток воздуха, который поступает в горелку через «улитку». Чтобы предотвратить перегрев и обгорание горелки, газовая камера омывается с наружной стороны воздухом, поступающим через окна, расположенные в корпусе «улитки». Газовая струя, вытекая из отверстия, проникает в глубь воздушного потока на расстояние,

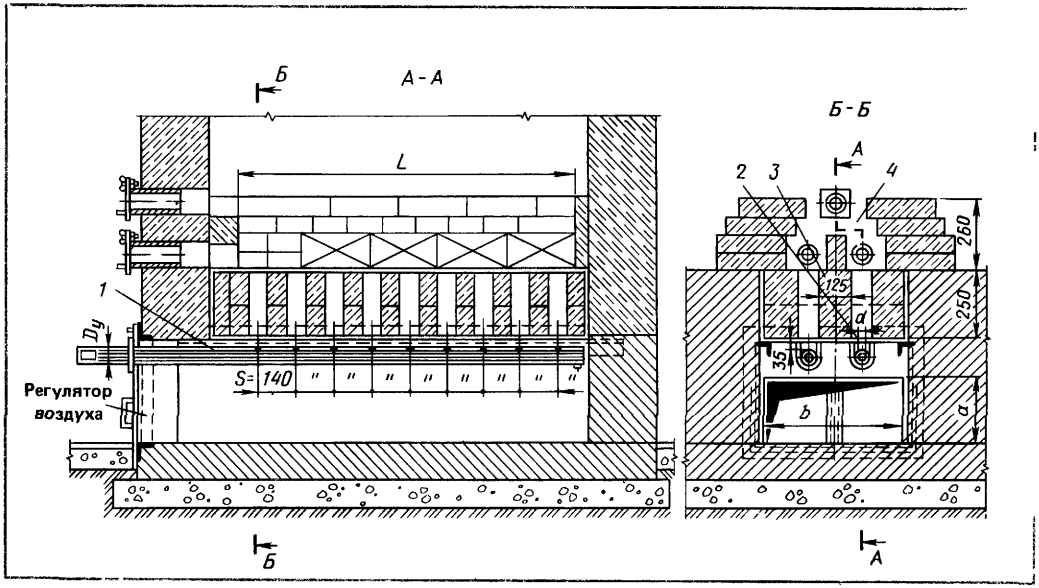


Рис. 16.15. Форкамерная горелка низкого давления
1— труба с отверстиями для выхода газа, *2*— стальная опорная рама, *3*— керамический блок смесителя, *4*— форкамера из огнеупорного кирпича

определяемое ее дальнобойностью, и под воздействием воздушного потока поворачивается, принимая направление движения воздуха. Расположение отверстий, их диаметр и скорость выхода газа выбирают так, чтобы газовые струи после поворота как можно равномернее распределялись по поперечному сечению воздушного потока. В этом случае будут обеспечены наилучшее перемешивание газа с воздухом и наименьшая химическая неполнота горения газа.

Форкамерная горелка низкого давления, разработанная Укргипроинжпроектом, показана на рис. 16.15. Горелки такого типа размещают на полу топки и используют для обогрева чугунных секционных котлов, сушилок и других установок. Горелка состоит из стальной трубы с отверстиями для выхода газа и керамического моноблока из огнеупорного стандартного кирпича. Моноблок образует ряд каналов (смесителей) высотой 250 мм, длиной 75 мм и шириной 80 .. 100 мм (по расчету) и форкамеру. Моноблок установлен на металлической раме, к которой прикреплена труба горелки. Газовые струи эжектируют 50 . ... 80 % воздуха, остальной воздух поступает за счет разрежения в топке. В результате эжекции интенсифицируется смесеобразование В каналах смесь подогревается и при выходе воспламеняется Из каналов горящая смесь поступает в общий туннель (форкамеру), где газ в основном сгорает (до 95 %). Догорание происходит в объеме топки. Высота факела составляет 0,6 ... 0,9 м. Коэффициент избытка воздуха α=1,1 . 1,15 Разрежение в топке должно быть не менее 5 Па

16.6. Горелки без предварительного смешения газа с воздухом

В горелках без предварительного смешения газ и воздух раздельными потоками подаются в топку, где происходит смесеобразование и горение. Отличительной особенностью таких горелок, называемых диффузионными, является то, что газовая струя или газовые струи выходят из горелки лишь в зоне амбразуры, где господ-

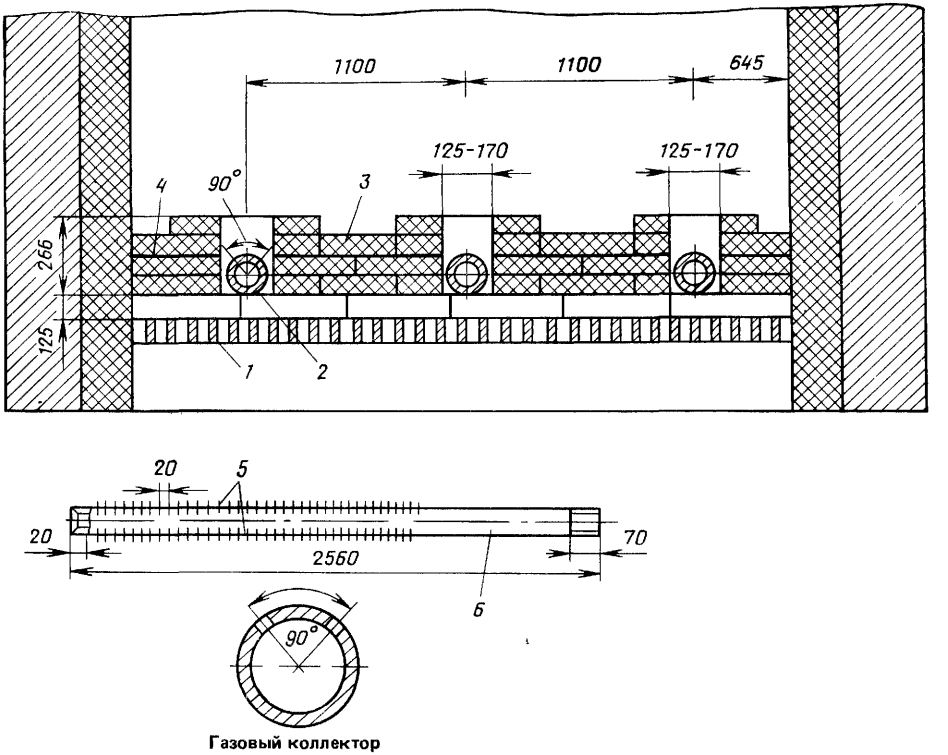
ствуют высокие температуры, и газовые струи сразу воспламеняются. Процесс горения протекает по мере образования газовоздушной смеси на поверхности струи за счет диффузии кислорода из потока воздуха. Скорость горения и излучение пламени определяются скоростью диффузии. Если газовая струя достаточно мощная и процесс смесеобразования, а следовательно, и горения затягивается, тогда возникают зоны термического разложения углеводородов и пламя делается светящимся и значительных размеров. Если газ подается в виде ряда струек малых размеров, а воздушный поток турбулизируется путем его закрутки, тогда диффузионный процесс доставки кислорода в зону горения интенсифицируется и газовые струйки малых размеров быстро выгорают. При такой организации диффузионного горения пламя будет коротким и с малым свечением или вообще без свечения.

Диффузионные горелки в конструктивном отношении могут представлять собой трубу с просверленными отверстиями. Газ поступает в горелку и выходит из отверстий без предварительного смешения с воздухом. Горелки такого типа работают с малыми форсировками и преимущественно в области ламинарного режима. Они находят применение при сжигании искусственных газов под небольшими водонагревательными устройствами.

Другим вариантом диффузионной горелки является горелка с подачей газа и воздуха двумя параллельными потоками. При необходимости предельно затормозить процесс смесеобразования и вытянуть факел следует подавать газ и воздух с одинаковыми скоростями и одинаковыми плотностями. Этого можно достичь подогревом газа или воздуха. При ламинарном режиме процесс смесеобразования в начальной стадии будет протекать только в результате молекулярной диффузии. Малая интенсивность смешения газа с воздухом будет затягивать процесс горения и увеличивать длину факела. С возрастанием скорости потока (в пределах ламинарного режима) будет увеличиваться и длина пламени. Горелки такого типа находят применение в случаях, когда по технологическим условиям требуется затянуть процесс горения для создания равномерных и невысоких температур.

Диффузионные горелки применяют в сталеплавильных и стекловарочных печах. В результате раздельной подачи газа и воздуха становится возможным подогревать воздух до температуры, превышающей температуру воспламенения газа. Газ сгорает ярко светящимся факелом. Большая степень черноты пламени и высокая температура подогрева воздуха обеспечивают интенсивный радиационный поток теплоты, направленный на нагреваемый материал. К достоинствам диффузионных горелок относятся: возможность работы на низком давлении газа и без вентиляторного дутья; простота конструкции; отсутствие проскока пламени; возможность работы на воздухе с температурой выше температуры воспламенения газа.

К горелкам диффузионного типа относятся **подовые горелки,** которые используют при переводе отопительных котлов со слоевыми топками на газообразное топливо. У этих горелок газ без предварительного смешения с воздухом выходит в топку, куда из-под колосников поступает воздух. Такая организация процесса смесеобразования типична для диффузионных горелок. Газовые струйки у подовых горелок направляются под углом к потоку воздуха и равномерно распределяются по его сечению. Процесс смешения осуществляется в специальной щели, образуемой огнеупорной кладкой. Это интенсифицирует смешение газа с воздухом, уменьшает избытки воздуха и обеспечивает устойчивое зажигание образующейся смеси. У подовых горелок колосниковую решетку закладывают огнеупорным кирпичом, оставляя несколько щелей, в которых размещают трубы с просверленными в них отверстиями для выхода газа.



Газовый коллектор

Рис. 16.16. Расположение в топке подовой горелки с прямой щелью
1 — колосниковая решетка, *2* — горелка, *3* — под из огнеупорного кирпича, *4* — листовой асбест, *5* — два ряда отверстий в шахматном порядке диаметром 2,5 мм, шаг 20 мм, по 84 шт с каждой стороны, *6* — газовый коллектор

Расположение подовой горелки в топке показано на рис. 16.16. Коллекторы горелки установлены на кирпичах, расположенных на колосниковой решетке. Над коллекторами огнеупорная кладка образует прямые щели, в которые выходит газ, не смешанный с воздухом. Отверстия для выхода газа расположены в 2 ряда в шахматном порядке, симметрично по отношению к вертикальной плоскости с углом между рядами отверстий 90 ... 180°. Воздух подается под колосниковую решетку вентилятором или поступает туда в результате разрежения в топке, поддерживаемого тягой, и проходит через щель, омывая коллектор горелки с двух сторон. Струя газа в результате турбулентной диффузии перемешивается с воздухом и на расстоянии 20 .. 40 мм от отверстий горелки начинает гореть. Процесс горения заканчивается на расстоянии 0,5 .. 1 м от горелки.

Таким образом, у подовых горелок осуществляется диффузионный принцип сжигания газа Процесс смесеобразования активизируется тем, что поток газа разбивается на мелкие струйки, выходящие с большой скоростью под углом к прямому потоку воздуха Огнеупорные стенки щели выполняют роль стабилизатора горения, предотвращая отрыв пламени, и одновременно являются косвенными излучателями, повышающими прямую отдачу в топке Максимальная температура на поверхности щели колеблется в пределах 900 ... 1200 °С, а на поверхности коллектора в отдель-

ных точках она достигает 300 . ... 500° С. Температура колосниковой решетки под щелью не превышает 75 ... 80° С.

Как показали экспериментальные исследования, подовые горелки обеспечивают сжигание газа без химической неполноты при коэффициенте избытка воздуха α, равном 1,1 ... 1,3. Концентрация оксидов азота в продуктах горения составляет около 0,12 г/м^3. Подовые горелки работают на низком давлении газа (1000 ... .. 5000 Па) и при давлении воздуха 600 ... 1000 Па. При работе горелок без дутья в топке должно поддерживаться разрежение 20 30 Па для котлов средней производительности (2 . 10 т пара в 1 ч) и не менее 8 Па для небольших отопительных котлов Оптимальная скорость выхода природного газа из отверстий коллектора составляет 25 ... 80 м/с, а скорость воздуха в плоскости коллектора — 2,5 ... 8 м/с.

Экспериментально установлено, что щель, по оси которой располагается коллектор, целесообразно выполнять прямой (см. рис. 16.16). Прямая щель проста по устройству и обеспечивает благоприятные условия для горения газа. Щель выкладывают из огнеупорного шамотного кирпича класса А первого сорта. Для предотвращения присоса воздуха в топке между рядами кирпичей целесообразно прокладывать листовой асбест толщиной 4 ... 6 мм Требуемый избыток воздуха и температура коллектора зависят от угла между рядами отверстий. При угле 90° требуется бо́льший избыток воздуха, но температура коллектора горелки будет ниже (до 330° С). Если угол составляет 180°, то коэффициент избытка воздуха меньше, а температура коллектора достигает 530° С Поэтому при работе на холодном воздухе можно принимать угол, равный 90 ... 180°, а при горячем воздухе — только 90°. При работе на низком давлении без дутья целесообразно принимать угол, равный 90°.

Для подовых горелок, предназначенных для промышленных котлов, рекомендуется принимать следующие размеры: диаметр коллектора 50 ... ... 100 мм, диаметр отверстий 2 .. 3 мм, шаг между отверстиями 15 ... 20 мм (6 ... 10) $d_{от}$. Отверстия следует располагать в шахматном порядке, высо́та щели должна составлять 200 . . ... 260 мм, ширину определяют расчетом, и она обычно составляет 80 ... ... 180 мм. Подовые горелки чугунных отопительных котлов выполняют следующих размеров: диаметр отверстий 1,3 ... 2 мм, шаг между отверстиями 10 ... 20 мм, высота щели 130 ... ... 200 мм, а ширину также определяют расчетом и принимают 80 ... ... 110 мм.

Тепловые напряжения поперечного сечения щели горелки составляют 2,9 ... 23 МВт. Горелки располагают на колосниковой решетке так, чтобы обеспечить наиболее равномерное распределение температур в горизонтальном сечении топки. Число горелок выбирают в соответствии с числом топочных дверок, а длину — в соответствии с длиной топки. Подовые горелки целесообразно устанавливать в топках котлов с колосниковыми решетками при переводе их на газ. При установке подовых горелок в чугунных отопительных котлах, работающих без дутья, в топках последних разрежение должно быть не менее 8 Па, а высота топки — не менее 700 мм.

Плоскопламенная горелка ГПП, разработанная Институтом газа АН УССР, показана на рис 16.17. Эта горелка создает разомкнутый диффузионный факел, который раскрывается на 180° и растекается тонким веерообразным слоем вдоль стены, в которой установлена горелка. Факел имеет большой диаметр, его плоскость располагается перпендикулярно оси горелки и газ выгорает в тонком слое у поверхности кладки на выходе из амбразуры Кладка раскаляется и служит источником интенсивного излучения. Такое развитие факела обеспечивает равномерное температурное поле вблизи излучающей стенки (на расстоянии 200 . 250 мм) и равно-

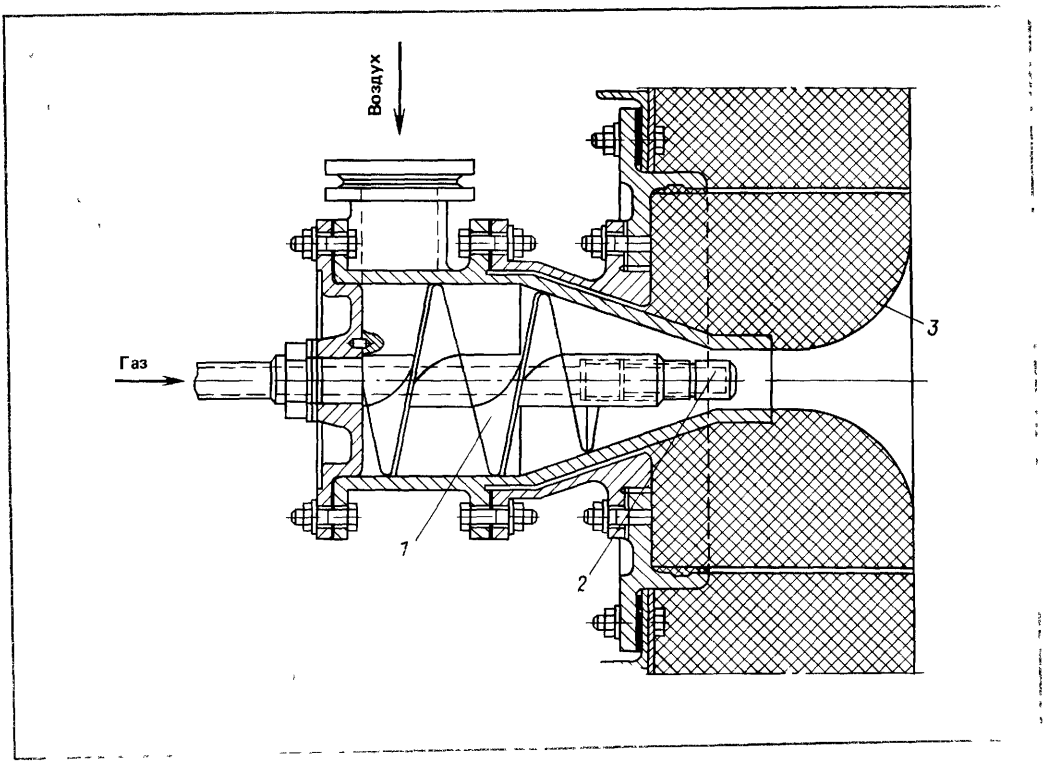


Рис. 16.17. Плоскопламенная горелка
1— завихритель воздуха, *2*— газовое отверстие, *3*— огнеупорная стенка

мерные лучистые потоки от нее. Разомкнутый факел создается в результате интенсивного закручивания воздушного потока винтовым завихрителем.

Газ выходит из малых отверстий, просверленных по окружности в конце газового наконечника, в виде струек, воспламеняется в амбразуре горелки и горит диффузионным пламенем в закрученном потоке воздуха. В расширяющейся части туннеля под воздействием радиальных скоростей факел раскрывается и догорает вблизи поверхности кладки. По оси горелки располагается зона рециркуляции продуктов горения. Раскаленные продукты горения зажигают свежую смесь и обеспечивают стабилизацию пламени.

Горелки выпускают семи типоразмеров производительностью от 5 до 160 $м^3/ч$ и трех модификаций: низкого давления (ГППН —3 кПа), среднего давления (ГППС —12 кПа) и высокого давления (ГППВ —70 кПа). Необходимое давление воздуха 3 кПа. Горелки работают с коэффициентом избытка воздуха α=1,02 ... 1,05 и коэффициентом глубины регулирования производительности от 10 до 18. Диаметр газовых отверстий 6 ... 12 мм. Горелки предназначены для установки в нагревательных и термических печах.

Глава 17.
Расчет газовых горелок

17.1. Расчет атмосферных горелок

Расчет головки горелки. Одним из основных параметров работы горелок является скорость выхода газовоздушной смеси из отверстий головки W_0. Ее относят к нормальным условиям и задают из условий устойчивого горения газа. Скорость выхода газовоздушной смеси должна быть такой, чтобы устранить проскок и отрыв пламени. Величина зоны устойчивого горения зависит от состава газа, коэффициента первичного воздуха α' и диаметра выходных отверстий d_0. Чем больше величины α' и d_0, тем при бóльших скоростях будет происходить проскок пламени. Следовательно, с увеличением значений α' и d_0 увеличивается предельная скорость проскока пламени и во избежание проскока необходимо принимать бóльшие скорости W_0 выхода газовоздушной смеси из отверстий горелки.

Существует минимальный диаметр выходного отверстия, при котором нет проскока пламени. Он называется критическим. Примерные значения критических диаметров $d_{кр}$ в зависимости от состава газа следующие: для природных и сжиженных газов 2,5 мм, для коксовых и сланцевых газов соответственно 1,5 и 2 мм, водорода 0,9 мм.

При малых коэффициентах первичного воздуха горючие свойства газовоздушной смеси настолько ухудшаются, что пламя не может проскочить внутрь горелки. Наибольшие значения коэффициентов α', при которых еще нет проскока, в зависимости от состава газа следующие: для природных газов 0,65, для коксовых 0,6, для бутана 0,65. Если коэффициент α' горелки меньше приведенных значений, пламя не может проскочить внутрь горелки. Примерные значения предельных скоростей $W_{пр}$ (т. е. тех минимальных скоростей, при которых еще нет проскока пламени) для некоторых газов в зависимости от значений α' и d_0 приведены в табл. 17.1. Если $W_0 < W_{пр}$, то пламя проскочит внутрь горелки. Чем больше коэффициент α' и меньше диаметр отверстий d_0, тем меньше скорость, при которой произойдет отрыв пламени. Следовательно, с увеличением величины α' и уменьшением d_0 уменьшается предельная скорость отрыва пламени. Примерные значения предельных скоростей $W_{от}$ (т. е. максимальных скоростей, при которых еще нет отрыва пламени) в зависимости от величин α', d_0 и состава газа приведены в табл. 17.2 При значениях $W_0 > W_{от}$ пламя отрывается от горелки.

Расчетную скорость выбирают на основании табл. 17.1 и 17.2. Для обеспечения максимального диапазона регулирования горелки коэффициент первичного воздуха следует выбирать таким, чтобы пламя не могло проскочить внутрь горелки при любых нагрузках. Вместе с тем для повышения качества горения следует задавать возможно большие значения α'. Учитывая изложенное, величину коэффициента первичного воздуха α' целесообразно принимать для коксового газа равной 0,55 ... 0,6, а для природного газа и бутана — 0,6 ... 0,65. Скорость выхода смеси принимают не более 0,6 ... 0,7 предельной скорости, соответствующей отрыву пламени.

Диаметр отверстий выбирают в пределах 2,5 ... 8 мм. Чем меньше диаметр отверстий, тем меньше высота пламени, но тем больше число отверстий при неизменной производительности горелки. Для искусственных газов следует принимать меньшие диаметры отверстий, чем для природных. Для горелок, запроектированных с величиной α', близкой к единице,

Таблица 17.1. **Предельные скорости проскока $W_{пр}$ при $\alpha'=0{,}7$ и 0,8, отнесенные к нормальным условиям, м/с**

Диаметр отверстий, мм	Газ					
	коксовый		природный		бутан	
	$\alpha'=0{,}7$	$\alpha'=0{,}8$	$\alpha'=0{,}7$	$\alpha'=0{,}8$	$\alpha'=0{,}7$	$\alpha'=0{,}8$
4	0,75	1	0,1	0,25	0,2	0,4
8	1	1,6	0,1	0,25	0,2	0,4

Таблица 17.2. **Предельные скорости отрыва пламени $W_{от}$, отнесенные к нормальным условиям, м/с**

Диаметр отверстия, мм	Газ								
	коксовый		природный				бутан		
	$\alpha'=0{,}7$	$\alpha'=0{,}8$	$\alpha'=0{,}5$	$\alpha'=0{,}6$	$\alpha'=0{,}7$	$\alpha'=0{,}8$	$\alpha'=0{,}6$	$\alpha'=0{,}7$	$\alpha'=0{,}8$
1	8,3	6,9	1,7	1,3	1	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	8,2	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	3,5	3	—	—	—

и работающих в широком диапазоне нагрузок, следует принимать диаметр отверстий меньше критического, так как при приближении коэффициента первичного воздуха к единице значительно сужаются пределы устойчивой работы горелки. Для природного газа при величине $\alpha'>0{,}65$ диаметр принимают не более 1,8 мм.

Если длина пламени не лимитирована, можно принимать значительно большие диаметры отверстий (например, для горелки с одним выходным отверстием). Расстояние между отверстиями в одном ряду необходимо выбирать, чтобы обеспечить передачу пламени от отверстия к отверстию (максимальный шаг), предупредить возможность слияния языков пламени и не затруднять подхода вторичного воздуха (минимальный шаг). Последнее приводит к увеличению высоты пламени и химическому недожогу. При коэффициенте первичного воздуха α', равном 0,6 ... 0,65, целесообразно принимать следующие расстояния между осями отверстий; при диаметре отверстий $d_0=1$ мм — около $4d_0$, а при d_0, равном 2 ... 6 мм, (2,4 ... ... 2,8) d_0.

Увеличение глубины выходных каналов горелки до определенной величины повышает устойчивость ее работы, раздвигая пределы проскока и отрыва пламени. Это объясняется стабилизацией поля скоростей. Глубину выходных каналов принимают равной (2 ... 3) d_0. Расположение отверстий в отдельных выступающих над головкой горелки соплах, как показал опыт, не улучшает условий для подхода вторичного воздуха. При расположении отверстий в два ряда расстояние между рядами следует выбирать в 2 ... ... 2,5 раза больше шага отверстий. Отверстия следует располагать в шахматном порядке и таким образом, чтобы к каждому из них был обеспечен подход вторичного воздуха (хотя бы с одной стороны). Для более равномерного распределения газовоздушной смеси по отверстиям горелки необходимо, чтобы поперечное сечение головки в 1,7 ... 2,5 раза превышало суммарное сечение выходных отверстий. Если головка горелки имеет значительную длину, то целесообразно уменьшить ее поперечное сечение по ходу движения газовоздушной смеси. Это приводит к выравниванию высоты пламени для ближних и дальних отверстий.

Необходимую площадь выходных отверстий F_0 определяют из выражения

$$F_0=\frac{Q_1(1+\alpha' V_0)}{W_0},$$

где Q_1 — производительность горелки при 0 °С и 101,3 кПа, F_0 — суммарная площадь выходных отверстий, W_0 — скорость выхода газовоздушной смеси из отверстий горелки, отнесенная к нормальным условиям, V_0 — объем теоретически необходимого воздуха для горения газа, м³/м³

Давление газовоздушной смеси в головке $\Delta p_{см}$, которое необходимо для работы горелки с расчетными параметрами, определяют по уравнению

$$\Delta p_{см}=k_1\frac{W_0^2}{2}\rho_{см}, \qquad (17.1)$$

где k_1 — коэффициент, учитывающий потери энергии в головке горелки, $\rho_{см}$ — плотность газовоздушной смеси при нормальных условиях, кг/м³

Коэффициент k_1 учитывает потери, связанные с истечением газовоздушной смеси из насадок головки горелки, и потери энергии на ускорение потока в выходных каналах вследствие его нагрева и расширения. Потери при истечении учитывают коэффициент расхода отверстий головки горелки μ_0. Величина μ_0 зависит от конструкции выходных каналов. Если выход газовоздушной смеси из головки выполнен в виде отверстий, просверленных непосредственно в трубе, то величина μ_0 равна 0,65 ... 0,7. Для отверстий малых диаметров в трубах (d_0=1 ... 1,5 мм) коэффициент расхода в зависимости от отношения длины канала l к его диаметру имеет следующие значения: при l/d_0=0,75 μ_0=0,77; при l/d_0=1,5 μ_0=0,85. Если выходные насадки представляют собой каналы длиной от двух до четырех диаметров отверстий, то величина μ_0 равна 0,75 ... 0,82, причем меньшие значения следует выбирать для коротких каналов с малыми диаметрами. Потери при истечении из головки определяют с помощью коэффициента сопротивления отверстий головки.

Коэффициент расхода и коэффициент сопротивления связаны следующими соотношениями:

$$\mu_0=1/\sqrt{1-\zeta};\ \zeta_0=\frac{1+\mu_0}{\mu_0^2}$$

Потери на ускорение, возникающие вследствие расширения потока от нагрева, определяют на основании уравнения Бернулли, а также уравнений количества движения и сплошности течения. Обозначая входные величины индексом *1*, а выходные — индексом *2*, для цилиндрического канала можно записать:

$$p_1+\frac{W_1^2}{2}\rho_1=p_2+\frac{W_2^2}{2}\rho_2+\Delta p_p,$$

$$(p_1-p_2)F=M(W_2-W_1),$$

$$\rho_1 W_1=\rho_2 W_2,$$

где Δp_p — потери давления на расширении потока в цилиндрическом канале

Из совместного решения этих уравнений получаем

$$\Delta p_p=\left(\frac{\rho_1}{\rho_2}-1\right)\frac{W_1^2}{2}\rho_1$$

Применительно к головке атмосферной горелки с учетом уравнения состояния газа это выражение можно записать так:

$$\Delta p_p=\zeta_p\frac{W_0^2}{2}\rho_{см},\ \zeta_p=\frac{\rho_1}{\rho_2}-1=\frac{T}{273}-1,$$

где ζ_p — коэффициент сопротивления цилиндрического канала при расширении в нем *потока, отнесенный к динамическому давлению* холодного потока, T — температура газовоздушной смеси на выходе из каналов головки горелки

Общие потери энергии в головке горелки рассчитывают по формулам:

$$\Delta p_{гол}=(\zeta_0+\zeta_p)\frac{W_0^2}{2}\rho_{см}=\zeta_{гол}\frac{W_0^2}{2}\rho_{см};$$

$$\zeta_{гол}=\zeta_0+\frac{T}{273}-1 \qquad (17.2)$$

Избыточное давление в головке горелки определяют из формулы

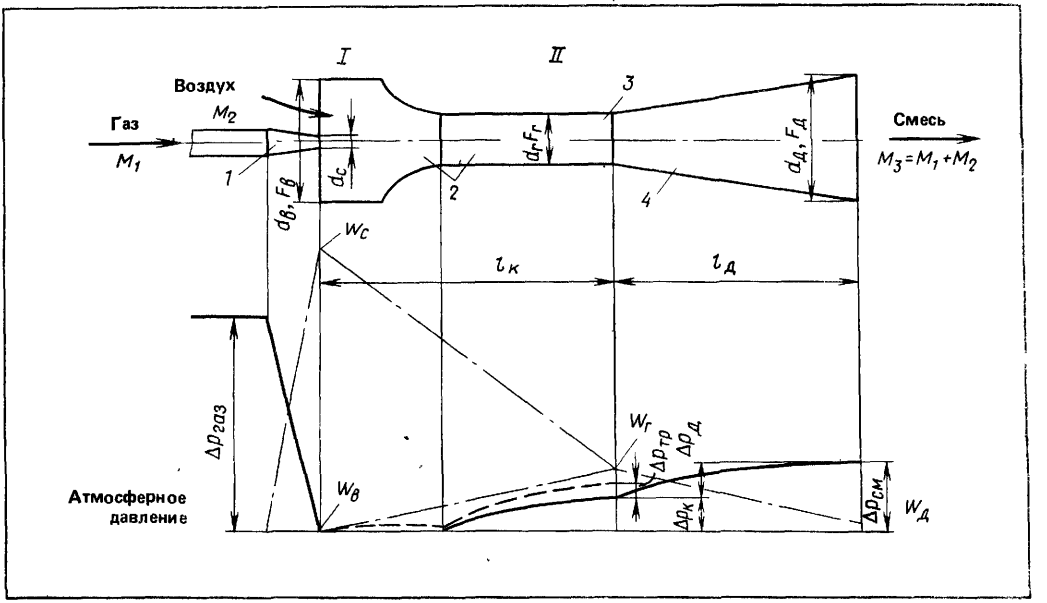


Рис. 17.1. Эжекционный смеситель для атмосферных горелок
1 — сопло; *2* — камера смешения; *3* — горловина эжектора, *4* — диффузор

$$\Delta p_{см} = \frac{W^2_{вых}}{2}\rho_{вых} + \Delta p_{гол} =$$

$$= \frac{W_0^2}{2}\rho_{см}\frac{T}{273} + \xi_{гол}\frac{W_0^2}{2}\rho_{см}, \qquad (17.3)$$

где $W_{вых}$ и $\rho_{вых}$ — скорость и плотность газовоздушной смеси при выходе из головки горелки.

Они заменены скоростью W_0 и плотностью $\rho_{см}$ на основании уравнений сплошности течения и состояния газа. Из сравнения уравнений (17.1)—(17.3) получаем выражение для коэффициента k_1:

$$k_1 = \zeta_0 + 2\frac{T}{273} - 1. \qquad (17.4)$$

Температура подогрева в выходных каналах T зависит от конструкции горелки и топки и параметров работы горелки. В большинстве случаев она находится в пределах 50...150 ° С. Для головок конфорочных горелок бытовых плит коэффициент k_1 примерно равен 2,7...2,9.

Расчет эжекционного смесителя горелки. Эжекционные смесители (эжекторы) находят широкое применение в горелках различного типа. Они выполняют следующие функции: засасывают воздух из атмосферы и смешивают его с газом; создают необходимое избыточное давление, достаточное для преодоления гидравлического сопротивления головки горелки (а также сопротивления туннеля и противодавления в топке); создают необходимую скорость выхода газовоздушной смеси, которой задаются из условий устойчивой работы горелки. Эжекторы, являясь совершенными смесительными устройствами, просты по конструкции и надежны в эксплуатации.

Схема эжектора, часто используемого для горелок низкого давления, показана на рис. 17.1. Он состоит из следующих основных элементов: сопла, из которого выходит газ; камеры смешения, состоящей из всасывающей и стабилизирующей частей, в которых осуществляются смешение газа с воздухом и стабилизация скоростного поля потока, и диффузора, где повышается давление газовоздушной смеси.

Работа эжектора заключается в следующем. Газ выходит из сопла со скоростью $W_с$ в виде свободной

струи (рис. 17.2). В пределах сопла потенциальная энергия давления газа преобразуется в кинетическую. Свободная струя газа расширяется под углом α, равным 25...29°, и в конце всасывающей части камеры смешения на расстоянии $2...2{,}8d_г$ от сопла струю отсекают стенки эжектора (здесь диаметр эжектора примерно на 30 % больше диаметра горловины). Всасывающая часть выполнена в виде коллектора с крутыми образующими. Диаметр коллектора имеет достаточные размеры для того, чтобы не препятствовать развитию свободной струи. Скорость входа воздуха в коллектор ничтожно мала, поэтому струя газа эжектирует практически неподвижный воздух. Такие смесители в дальнейшем будем называть эжекторами с малой скоростью эжекции.

Струя газа имеет турбулентный режим движения. В результате поперечных турбулентных пульсаций моли газа выходят из струи в окружающий воздух, передают его молям импульсы (количества движения) и заставляют их двигаться вдоль потока При этом воздух в пограничном слое турбулизируется, моли воздуха в свою очередь внедряются в струю газа и получают ускорение, тормозя струю. Этот процесс захвата воздуха, протекающий в пограничном слое струи, прекращается в месте ее отсечения В дальнейшем в стабилизирующей части камеры смешения в результате турбулентной диффузии происходит выравнивание полей скоростей и концентраций, но соотношение между газом и воздухом уже не изменяется. Статическое давление в пределах всасывающего участка практически сохраняется постоянным, а в стабилизирующей части растет. Стабилизирующая часть камеры смешения в начале сделана плавно сужающейся, которая в дальнейшем переходит в цилиндрическую. Такая форма обеспечивает наиболее интенсивную стабилизацию с минимальными потерями.

В месте отсечения струи поле скоростей потока характеризуется значительной неравномерностью, и этот поток обладает кинетической энергией, превосходящей энергию стабилизированного потока с таким же расходом и равномерным полем скоростей.

Кинетическую энергию потока в любом сечении $E_к$ определяют по формуле

$$E_к = \int \rho \frac{W^2}{2} W dF = \frac{\bar{W}^2_{кэ}}{2} \rho Q,$$

где ρ — плотность, W — скорость, F — поперечное сечение, $W_{кэ}$ — средняя скорость по кинетической энергии, Q — объемный расход

Введя коэффициент неравномерности скоростного поля по кинетической энергии ψ_2, кинетическую энергию потока можно определить исходя из средней скорости по расходу Коэффициент ψ_2 определяют из выражения

$$\bar{W}^2_{кэ} = \psi_2 \bar{W}^2,$$

где $\bar{W}$ — средняя скорость по расходу, определяемая из уравнения

$$\bar{W} = M/(\rho F) = Q/F,$$

где M — массовый расход

Учитывая изложенное, получим следующее уравнение для определения кинетической энергии потока:

$$E_к = \frac{\bar{W}^2_{кэ}}{2} \rho Q = \psi_2 \frac{\bar{W}^2}{2} \rho Q$$

Значения коэффициента ψ_2 зависят от профиля поля скоростей. Так, для параболического поля $\psi_2 = 2$, для профиля скоростей, соответствующего установившемуся турбулентному режиму, $Re = 10\,000$, $\psi_2 = 1{,}06$, а для прямоугольного поля скоростей величина $\psi_2 = 1$. Для цилиндрического участка камеры смешения эжектора средняя скорость по расходу постоянна, но если в его пределах будет изменяться профиль поля скоростей, соответственно будет изменяться и кинетическая энергия потока

Входное поле скоростей в цилиндрическую часть камеры смешения имеет профиль, обладающий значительной неравномерностью, а выходное поле выравнивается и приобретает характер, соответствующий режиму движения В связи с этим коэффициент ψ_2 снижается, кинетическая энергия потока также уменьшается, час-

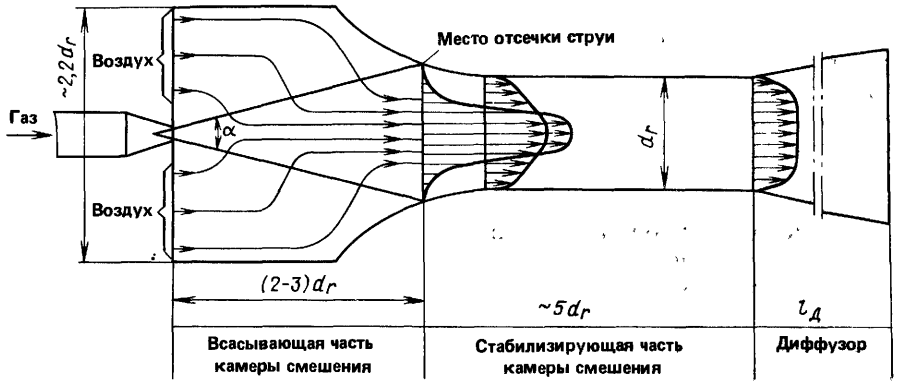


Рис. 17.2. Аэродинамическая схема работы эжектора с малой скоростью эжекции

тично превращаясь в потенциальную энергию, в результате чего растет статическое давление.

Так, если в начале потока величина $\psi_2' \approx 2$, а после стабилизации $\psi_2'' \approx 1{,}06$, то кинетическая энергия потока уменьшится на

$$E_к = (\psi_2' - \psi_2'') \frac{\bar{W}^2}{2} \rho Q = 0{,}94 \frac{\bar{W}^2}{2} \rho Q,$$

т. е. примерно вдвое. Таким образом, в цилиндрической части камеры смешения эжектора происходит торможение потока, и этот процесс накладывается на процесс смешения. Если стабилизирующую часть камеры выполнить конической, то, выбирая соответствующую степень сужения конуса, можно добиться постоянного статического давления вдоль всей камеры и отделить процесс смешения от процесса торможения, продолжив последний далее в диффузоре. Частичное совмещение торможения со смешением потоков, осуществляемое в эжекторе, повышает его эффективность. В результате указанных процессов поток газовоздушной смеси в конце камеры смешения обладает статическим $\Delta p_к$ и динамическим давлением $\frac{W_г^2}{2} \rho_{см}$. Длину камеры смешения следует выбирать такой, чтобы ее размеры обеспечивали завершение этих процессов.

Несмотря на определенную ясность динамики процесса эжекции, профиль проточной части камеры смешения эжектора и его линейные размеры в настоящее время не поддаются точному теоретическому расчету; их находят экспериментальным путем. Однако основные сечения эжектора и параметры потока в конце камеры смешения и в конце диффузора можно рассчитать теоретически. При расчете используют основные законы механики и исходят из несколько упрощенной схемы распределения давления по длине эжектора.

Кривая давлений по длине эжектора представляется следующей. В пределах всасывающей части камеры смешения давление постоянное. Коническую часть участка стабилизации выполняют такой, чтобы падение давления, связанное с поджатием потока, было компенсировано его ростом за счет деформации скоростного поля. Таким образом, в пределах сужающейся части участка стабилизации статическое давление также сохраняется постоянным. В цилиндрической части камеры смешения давление повышается за счет перераспределения энергии, что связано со стабилизацией скоростного поля. Та-

кая схема исключает осевую составляющую реакции стенок и потерю энергии на удар о них. Кроме того, она позволяет значительно упростить уравнение количества движения, применяемое для расчета эжектора.

При движении смешивающихся потоков в проточной части камеры смешения эжектора происходят потери энергии. Основные потери связаны с самим процессом смешения и являются потерями на удар, которые определяются законом сохранения количества движения. Эти потери аналогичны потерям при ударе неупругих тел. Кроме того, в проточной части наблюдаются: потери на трение, потери, связанные с торможением потока в камере смешения и диффузоре и потери при истечении газа из сопла.

С увеличением неравномерности входного поля скоростей снижается КПД диффузора, поэтому перед входом в диффузор поток должен иметь наиболее равномерное поле, что приводит к необходимости стабилизировать поток до его входа в диффузор. Основное назначение диффузора — увеличивать избыточное давление, создаваемое эжектором. При выходе из него поток газовоздушной смеси обладает статическим давлением $\Delta p_{см}$ и скоростью $W_д$. Следует отметить, что в диффузоре происходит интенсивное перемешивание потока, и если в камере газ с воздухом достаточно хорошо не перемешался, то этот процесс завершится в диффузоре. Таким образом, диффузор создает дополнительные условия, которые обеспечивают равномерные поля концентрации смеси при выходе ее из эжектора.

Основное уравнение эжектора. Расчет эжектора основывается на следующих трех законах: законе импульсов (количества движения) и законах сохранения энергии и массы. Несмотря на сложность процесса смешения, параметры потока в конце смесительной камеры могут быть определены на основании указанных законов без детального рассмотрения механизма смешения. Закон импульсов для сечений *I—II* эжектора (см. рис. 17.1) выражается следующим образом:

$$W_с M_1 - W_г M_з = \\ = F_г(\Delta p_{см} + \Delta p_{тр} - \Delta p_д), \qquad (17.5)$$

где $W_с$ — скорость истечения газа из сопла, M_1 и $M_з$ — массовые расходы газа и газовоздушной смеси, $W_г$ — скорость газовоздушной смеси в горловине эжектора, $F_г$ — поперечное сечение горловины эжектора, $\Delta p_д$ и $\Delta p_{см}$ — статические давления, создаваемые диффузором и эжектором в целом, $\Delta p_{тр}$ — потери давления на трение в камере смешения

Скорости в уравнении (17.5) являются средними по количеству движения, но с помощью коэффициента неравномерности скоростного поля по количеству движения ψ_1 они могут быть выражены через средние скорости по расходу:

$$\bar{W}_{к\,д} = \psi_1 \bar{W},$$

где $\bar{W}_{к\,д}$ — средняя скорость по количеству движения, ψ_1 — коэффициент неравномерности скоростного поля по количеству движения

Коэффициент ψ_1 определяют из следующих соотношений:

$$\bar{W}_{к\,д} M = \psi_1 \bar{W} M = \int_F W(\rho W dF).$$

Коэффициент ψ_1 зависит от профиля поля скоростей Для параболического поля величина $\psi_1 = 1{,}38$; для поля скоростей, соответствующего установившемуся турбулентному режиму (при $Re = 10\,000$), $\psi_1 = 1{,}02$; для прямоугольного поля скоростей $\psi_1 = 1$. Поле скоростей газа при истечении его из сопла имеет профиль, близкий к прямоугольному, поэтому с достаточной степенью точности можно считать, что коэффициенты неравномерности ψ_1 и ψ_2 для сопла равны единице и их в дальнейшем в уравнение вводить не будем. Для горловины эжектора этот коэффициент $\psi_{1г}$ учитывают, так как в этом случае поле скоростей обладает определенной неравномерностью.

При низком давлении газа можно пренебречь его сжимаемостью и на основании закона сохранения массы написать следующие уравнения:

$$M_1 = Q_1 \rho_г = \bar{W}_с F_с \rho_г; \qquad (17.6)$$

$$M_3 = Q_3\rho_{см} = \bar{W}_г F_г \rho_{см}; \qquad (17.7)$$

$$Q_3 = Q_1 + Q_2;\ M_3 = M_1 + M_2; \qquad (17.8)$$

$$\rho_{см} = \frac{M_3}{Q_3} = \rho_г \frac{1+u}{1+us}, \qquad (17.9)$$

где Q_1, Q_2, Q_3 — объемные расходы газа, воздуха и газовоздушной смеси; M_2 — массовый расход воздуха; $F_с$ — выходное сечение сопла; $\rho_г$, $\rho_в$, $\rho_{см}$ — плотности газа, воздуха и газовоздушной смеси; $s=\rho_г/\rho_в$ — относительная плотность газа; u — массовый коэффициент эжекции, $u=M_2/M_1$, us — объемный коэффициент эжекции.

$$us = Q_2/Q_1 = \alpha' V_0;\ 1+us = Q_3/Q_1. \qquad (17.10)$$

Для получения основного уравнения эжектора в безразмерном виде обозначим отношения площади горловины $F_г$ к площади сопла $F_с$ через $\bar{F}$, т. е.

$$\bar{F} = F_г/F_с.$$

Эта величина является основным параметром эжектора.

Подставим полученные зависимости в уравнение (17.5):

$$\frac{2}{\bar{F}} \frac{\bar{W}_с^2}{2} \rho_г \left[1 - \psi_{1г} \frac{(1+u)(1+us)}{\bar{F}} \right] =$$

$$= \Delta p_{см} + \Delta p_{тр} - \Delta p_д. \qquad (17.11)$$

Потери энергии на трение определяют из выражения

$$\Delta p_{тр} = \zeta_т \frac{\bar{W}_г^2}{2} \rho_{см},$$

где $\zeta_т = \lambda(l_к/d_г)$ — коэффициент сопротивления трению; λ — коэффициент трения; $l_к$ — длина камеры смешения; $d_г$ — диаметр горловины эжектора.

Закон сохранения энергии дает следующие зависимости:

для сопла

$$\Delta p_{газ} \mu_с^2 = \frac{\bar{W}_с^2}{2} \rho_г; \qquad (17.12)$$

для диффузора

$$\Delta p_д = \frac{\bar{W}_г^2}{2} \rho_{см} \left[\frac{n^2-1}{n^2} - \zeta_д \right], \qquad (17.13)$$

где $\Delta p_{газ}$ — располагаемое (избыточное) давление газа перед соплом; $\mu_с$ — коэффициент расхода сопла; $n=F_д/F_г$ — степень расширения диффузора; $F_д$ — выходное сечение диффузора; $\zeta_д$ — коэффициент сопротивления диффузора, отражающий потери энергии с учетом коэффициента неравномерности поля скоростей, коэффициент $\zeta_д$ отнесен к бо́льшей скорости.

После преобразования уравнение (17.11) примет следующий вид:

$$\frac{\Delta p_{см}}{\Delta p_{газ}} = \frac{2\mu_с^2}{\bar{F}} - \frac{\mu_с^2 k}{\bar{F}^2}(1+u)(1+us), \qquad (17.14)$$

где

$$k = 2\psi_{1г} + \zeta_т + \zeta_д - \frac{n^2-1}{n^2}. \qquad (17.15)$$

Уравнение (17.14) является основным уравнением для расчета эжектора и в то же время его характеристикой. Оно связывает безразмерное давление, создаваемое эжектором $\Delta p_{см}/\Delta p_{газ}$, с коэффициентом эжекции u и основным параметром эжектора $\bar{F}$.

Характеристическое уравнение (17.14) выведено из схемы давлений (см. рис. 17.1). Эта схема предполагает такой режим работы эжектора, при котором давление в пределах конической части камеры смешения поддерживается постоянным и повышается в цилиндрической части. Данное условие является единственным ограничением для применения уравнения (17.14). При этом форма камеры смешения в явном виде в уравнении не учитывается, но она должна быть такой, чтобы удовлетворялось указанное ограничение.

При проектировании эжектора на основании имеющегося экспериментального материала можно задаться формой камеры смешения, при которой будет выполнено указанное условие. Но это условие выполняется только при определенном расчетном режиме, а при других режимах кривая давлений отклоняется от расчетной схемы и уравнение (17.14) будет давать приближенное решение. За расчетный режим обычно принимается оптимальный, т. е. такой режим, который для заданного коэффициента эжекции обеспечивает максимальное избыточное давление $\Delta p_{см}/\Delta p_{газ}$. Имеющийся экспериментальный материал по линейным размерам и форме камеры смешения в большинстве случаев относится к оптимальным или близким к ним режимам работы

эжектора. За пределами области, прилегающей к области оптимального режима, должны быть расхождения расчетных и экспериментальных данных. Приближенность характеристического уравнения (17.14) вне области оптимального режима объясняется еще тем, что с изменением режима работы эжектора будут изменяться коэффициенты неравномерности скоростных полей и коэффициенты, учитывающие потери энергии на преодоление гидравлических сопротивлений проточной части эжектора, которые при расчете характеристической кривой принимали постоянными. Однако, как показывают экспериментальные исследования, точность характеристического уравнения в пределах основного диапазона изменения коэффициента эжекции оказывается достаточной для практических целей.

Оптимальное значение основного параметра эжектора определим из характеристического уравнения путем его дифференцирования и отыскания максимума

$$\frac{d\left(\frac{\Delta p_{см}}{\Delta p_{газ}}\right)}{d\bar{F}} = -\frac{2\mu_c^2}{\bar{F}^2} + \frac{\mu_c^2 k(1+u)(1+us)2F}{\bar{F}^4} = 0,$$

отсюда

$$\bar{F}_{опт} = k(1+u)(1+us). \qquad (17.16)$$

Максимальное безразмерное давление, создаваемое эжектором, равно:

$$(\Delta p_{см}/\Delta p_{газ})_{макс} = \mu_c^2/\bar{F}_{опт}. \qquad (17.17)$$

Величина максимального безразмерного давления будет различной для различных значений u, причем с увеличением коэффициента эжекции величина $\Delta p_{см}/\Delta p_{газ}$ будет уменьшаться; кроме того, это безразмерное давление зависит от плотности газа. С увеличением плотности газа при одинаковых значениях u будет уменьшаться безразмерное давление, создаваемое эжектором. На рис. 17.3 построены кривые оптимальных значений F и соответствующих максимальных значений безразмерных давлений $\Delta p_{см}/\Delta p_{газ}$ для относительных плотностей газа $s=0{,}57$ и $s=1$. Из рассмотрения этих кривых видно, что у горелок, работающих с большими коэффициентами эжекции, оптимальное значение безразмерного давления весьма невелико.

На давление, создаваемое эжектором, значительное влияние оказывает профиль его проточной части. Чем рациональнее формы сопла и эжекционной трубки, тем выше эффективность эжектора. На величину минимально необходимого давления газа в значительной мере влияет форма сопла, ибо при истечении из него поток газа обладает большой энергией и каждый процент потери этой энергии имеет существенное значение. Коэффициенты расхода сопел в основном определяются конструкцией сопел. Коническое сопло с углом конусности около 13° имеет коэффициент $\mu_c=0{,}95$. Сопло с углом конусности 45° и цилиндрическим выходным каналом длиной $0{,}5d_c$ имеет коэффициент $\mu_c=0{,}9$; если это сопло имеет регулировочную иглу, тогда коэффициент $\mu_c=0{,}84$. Коноидальное сопло, выполненное по форме сжатой струи, имеет коэффициент $\mu_c=0{,}97$. При сверхкритических скоростях выхода газа следует устанавливать расширяющиеся сопла, для которых можно принимать коэффициент $\mu_c=0{,}95...0{,}97$.

Рациональная форма профиля всасывающей части камеры смешения у эжектора с малой скоростью эжекции — это конфузор, имеющий такие поперечные сечения, чтобы не стеснять развитие свободной струи газа, вытекающей из сопла. Он выполняется с постепенным сужением и переходом в цилиндрическую стабилизирующую часть. К наружной форме сопла особых требований предъявлять не следует, ибо вблизи него поток воздуха имеет ничтожную скорость. Длина камеры смешения должна быть такой, чтобы процесс стабилизации поля скоростей успевал закончиться до входа в диффузор. В большинстве случаев достаточно принимать ее равной пяти диаметрам горловины эжектора. Потери энергии на трение в камере смешения зависят от режима движения, качества обра-

ботки и длины камеры. Для большинства газовых горелок коэффициент потерь в камере смешения колеблется в пределах $\zeta_т = 0{,}06...0{,}12$.

Значение коэффициента неравномерности скоростного поля в горловине (в конце камеры смешения) $\psi_{1г}$ зависит от степени стабилизации потока и режима движения. Для камер, имеющих длину, равную 5...6 диаметрам, коэффициент $\psi_{1г}$ обычно колеблется в пределах 1,04...1,02. Для укороченных камер он может принимать значительно большие значения.

Потери энергии в диффузоре в основном зависят: от степени расширения $n = F_д/F_г = (d_д/d_г)^2$, угла раскрытия и коэффициента неравномерности входного поля скоростей. КПД диффузора $\eta_д$ связан с коэффициентом сопротивления диффузора $\zeta_д$ следующим соотношением:

$$\eta_д = 1 - \zeta_д \frac{n^2}{n^2 - 1}.$$

Оптимальный угол раскрытия диффузора составляет 7...8°. Если камера смешения имеет нормальную длину, а диффузор выполнен с углом раскрытия 8°, то значения для $\zeta_д$ и $\eta_д$ можно выбирать по графику (рис. 17.4). Принимать степень расширения диффузора выше трех нецелесообразно, так как бóльшие значения значительно увеличивают длину диффузора и лишь на несколько процентов повышают статическое давление.

На рис. 17.5 показаны три варианта конструкций эжекционных трубок эжекторов с малой скоростью эжекции. Варианту *а* соответствует оптимальная форма проточной части, при которой гидравлические потери будут наименьшими. Коэффициент потерь для этой трубки $k = 1{,}5$. В случае когда избыточное давление газа в сети больше минимально необходимого, используют укороченные эжекционные трубки. На рис. 17.5, *б, в* приведены две конструкции укороченных эжекционных трубок. Эти трубки характеризуются повышенными потерями энергии в проточной части, но имеют меньшие линейные размеры,

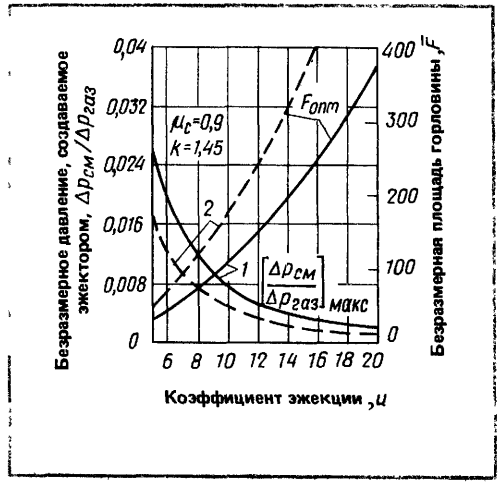


Рис. 17.3. Зависимость $(\Delta p_{см}/\Delta p_{газ})_{макс}$ и $F_{опт}$ от величины u
1 – при $s = 0{,}57$, *2* – при $s = 1$

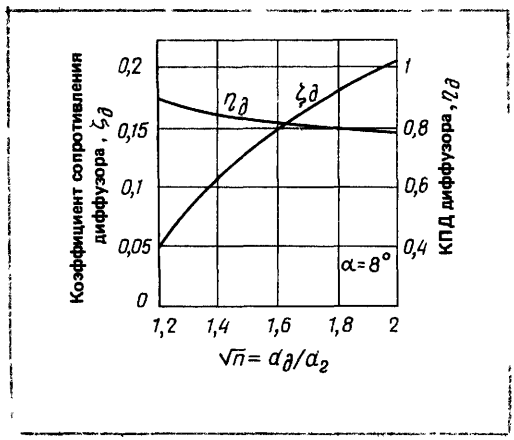


Рис. 17.4. Зависимость $\zeta_д$ и $\eta_д$ от n

что является их преимуществом. Коэффициент потерь для трубки типа *б* равен: $k = 2{,}1$, а для трубки типа *в* $k = 3$. Вопрос о возможности применения этих трубок решают в зависимости от располагаемого давления газа; чем оно больше, чем более короткие трубки можно использовать.

Конструктивный расчет горелки. Расчетное уравнение горелки получают из сравнения уравнения характеристики эжектора (17.14) и уравне-

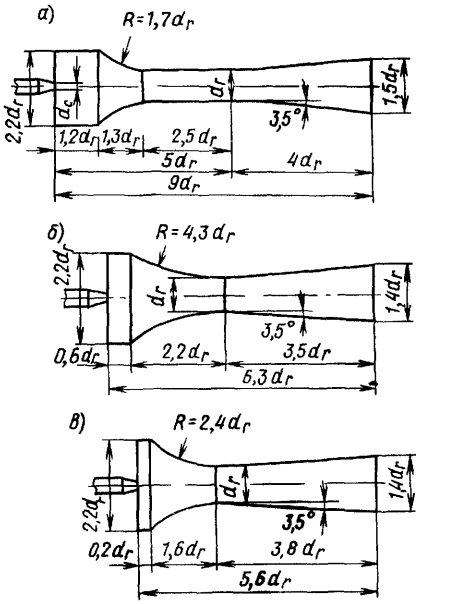


Рис. 17.5. Эжекционные трубки эжекторов с малой скоростью эжекции *а* — оптимальная форма трубки, *б*, *в* — укороченные трубки

ния характеристики головки горелки (17.1). Преобразуем уравнение (17.1), используя соотношение между скоростью и расходом (17.10) для выходных отверстий горелки

$$W_0=\frac{Q_1(1+us)}{F_0},$$

а также уравнение (17.9). В результате преобразований получаем:

$$\Delta p_{\text{см}}=k_1\frac{Q_1^2(1+u)(1+us)\rho_{\text{г}}}{2F_0^2} \qquad (17\,18)$$

Из уравнения (17.18) с учетом уравнений (17.6) и (17.12) получаем безразмерную характеристику горелки

$$\frac{\Delta p_{\text{см}}}{\Delta p_{\text{газ}}}=\mu_{\text{с}}^2k_1\frac{(1+u)(1+us)\bar{F}_1^2}{\bar{F}^2}, \qquad (17\,19)$$

где $\bar{F}_1=F_1/F_0$ — параметр горелки

Сравнивая уравнения (17.14) и (17.19), получаем основное уравнение атмосферной горелки

$$(1+u)(1+us)=\frac{2\bar{F}}{k+k_1\bar{F}_1^2} \qquad (17\,20)$$

Из уравнения (17.20) видно, что эжекционная способность горелки зависит только от конструкции горелки и не зависит от режима ее работы Следовательно, горелка обладает саморегулируемостью. Это положение подтверждается экспериментально. Однако при значительных отклонениях режима работы горелки от оптимального саморегулируемость горелки нарушается. Эти нарушения объясняются некоторой приближенностью уравнения (17.14) и тем, что коэффициенты k и k_1 несколько изменяются с изменением режима работы горелки. В практических расчетах можно считать, что эжекционная способность горелки зависит от ее конструктивных качеств и сохраняется постоянной для основного диапазона изменения нагрузок.

В силу того, что основное уравнение горелки устанавливает непосредственную связь между ее эжекционной способностью и конструктивными размерами, оно может быть использовано для выявления влияния изменения сечений горелки ($F_{\text{с}}$, $F_{\text{г}}$, F_0) на коэффициент эжекции.

Оптимальное значение параметра горелки получаем из уравнения (17.20) после подстановки в него выражения для значения (17.16):

$$\bar{F}_{1\text{опт}}=\sqrt{k/k_1}\,. \qquad (17.21)$$

Для решения основного уравнения горелки (17.20) преобразуем его с учетом уравнения (17.21) и зависимости

$$x=\bar{F}_1/\bar{F}_{1\text{ опт}}; \qquad (17.22)$$

в результате преобразований получаем:

$$Ax^2-2x-A=0, \qquad (17\,23)$$

$$A=\frac{k(1+u)(1+us)\bar{F}_{1\text{опт}}F_{\text{с}}}{F_0} \qquad (17\,24)$$

Решая уравнение (17.23), получаем два значения для x В качестве расчетного следует принимать меньшее значение. Если параметр горелки $A=1$, то это значит, что горелка

работает в оптимальном режиме. Действительно, при $A=1$ из уравнения (17.23) получаем $x=1$, что соответствует оптимальному режиму [см. формулу (17.22)]. Если $A>1$, уравнение (17.23) дает мнимые корни, физически это означает, что горелка не может обеспечить требуемую эжекционную способность. Если $A<1$, что соответствует избыточному давлению газа, то в этом случае для сокращения размеров горелки целесообразно за расчетный режим принять неоптимальный режим или применить укороченную эжекционную трубку.

Выходное сечение сопла определяем из уравнений (17.6) и (17.12):

$$F_c=\frac{Q_1\sqrt{\rho_г}}{\mu_c\sqrt{2\Delta p_{газ}}}. \qquad (17.25)$$

Порядок конструктивного расчета атмосферной горелки следующий: 1) рассчитывают головку горелки и определяют величины значений α', u, d_0, F_0, k_1; 2) по заданному давлению газа находят величину F_c. Принимают определенный вид эжекционной трубки, затем рассчитывают значения A и x; 3) определяют величины $\bar{F}_{1опт}$, $F_г$ и все размеры эжектора.

Пример 17.1. Рассчитать атмосферную горелку производительностью $Q_1=10$ м^3/ч, в которой сжигают природный газ с теплотой сгорания $Q_н^с=35\,200$ кДж/м^3, $\rho=0{,}73$ кг/м^3, $V_0=9{,}3$ м^3/м^3. Давление газа перед горелкой $\Delta p_{газ}=1{,}3$ кПа.

Решение. Выбираем расчетные значения основных параметров горелки $\alpha'=0{,}6$, $d_0=6$ мм, $W_0=1{,}65$ м/с. Принятая скорость позволяет работать горелке с перегрузкой до $2{,}95/1{,}65=1{,}79$ раза (см. табл. 17.2). При значении $\alpha'=0{,}6$ проскока пламени не будет. Следовательно, диапазон регулирования горелки составляет 0...1,79 номинальной нагрузки. Глубину выходных каналов принимаем 12 мм.

1. Рассчитаем суммарную площадь выходных отверстий

$$F_0=\frac{Q_1(1+\alpha' V_0)}{W_0}=$$

$$=\frac{10(1+0{,}6\cdot 9{,}3)}{0{,}36\cdot 1{,}65}=111\text{ см}^2.$$

2. Определим коэффициент эжекции по формуле (17.10)

$$u=\frac{\alpha' V_0}{s}=\frac{0{,}6\cdot 9{,}3}{0{,}57}=9{,}8.$$

3. Найдем значения коэффициентов потерь. Принимаем эжекционную трубку типа *в* (рис. 17.25), $k=3$. Для отверстий горелки принимаем коэффициент $\mu_0=0{,}8$, а температуру подогрева 100 °С.

Рассчитаем величину ζ и коэффициент k_1 по формуле (17.4):

$$\zeta_0=\frac{1-\mu_0^2}{\mu_0^2}=\frac{1-0{,}8^2}{0{,}8^2}=0{,}56;$$

$$k_1=\zeta_0+2\frac{T}{273}-1=0{,}56+2\frac{373}{273}-1=2{,}3.$$

Коэффициент расхода сопла принимаем равным $\mu_c=0{,}9$.

4. Определим площадь и диаметр сопла по формуле (17.25)

$$F_c=\frac{Q_1\sqrt{\rho_г}}{\mu_0\sqrt{2\Delta p_{газ}}}=\frac{10\sqrt{0{,}73}}{0{,}36\cdot 0{,}9\sqrt{2\cdot 1300}}=$$

$$=0{,}52\text{ см}^2;\ d_c=8{,}1\text{ мм}.$$

5. Найдем $\bar{F}_{1опт}$ по формуле (17.21)

$$\bar{F}_{1опт}=\sqrt{k/k_1}=\sqrt{3/2{,}3}=1{,}14.$$

6. Рассчитаем A по формуле (17.24)

$$A=\frac{k_1(1+u)(1+us)F_c\bar{F}_{1опт}}{F_0}=$$

$$=\frac{2{,}3(1+9{,}8)(1+9{,}8\cdot 0{,}57)\,0{,}52\cdot 1{,}14}{111}=0{,}885.$$

Так как $A<1$, следовательно, давление газа $\Delta p_{газа}=1{,}3$ кПа больше минимально необходимого. Для сокращения размеров горелки рассчитываем ее на неоптимальный режим. Определяем величину x из формулы (17.23):

$$0{,}885x^2-2x+0{,}885=0;\ x=0{,}6.$$

7. Определяем $F_г$ по формуле (17.22):

$$\bar{F}_1=xF_{1опт}=0{,}6\cdot 1{,}14=0{,}685;\ F_г=\bar{F}_1F_0=$$
$$=0{,}685\cdot 111=76\text{ см}^2,\ d_г=9{,}8\text{ мм}.$$

Остальные размеры эжектора выберем по рис. 17.5 как величины, кратные $d_г$.

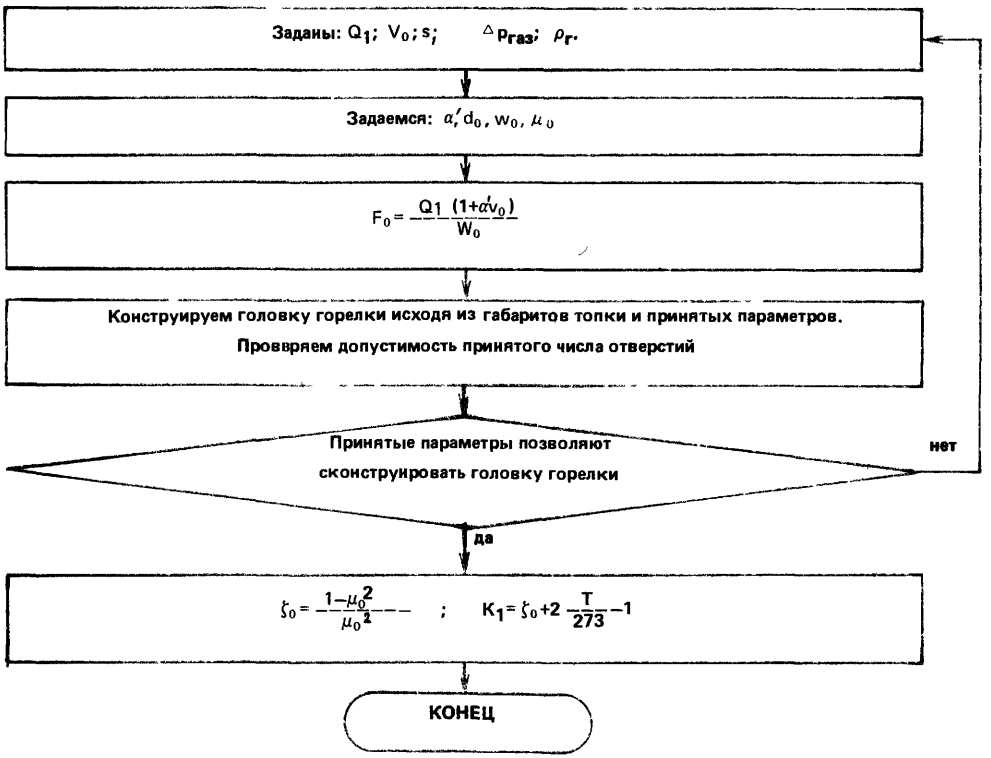
Алгоритм конструктивного расчета горелки. Алгоритм и блок-схему конструктивного расчета атмосферной горелки составляем по вышеизложенной методике. Блок-схему удобно представить в виде двух частей: первая часть отражает расчет головки горелки, вторая — расчет горелки, включая расчет эжектора.

Расчет параметров работы горелки. Для возможности использования однотипных горелок при сжигании в них газов различных составов и при

Алгоритм конструктивного рвсчета горелки

Блок – схема

Первая часть – расчет головки горелки



различных давлениях необходимо знать, каким образом изменяются параметры их работы при изменении значений $Q_{гор}$, s и $\Delta p_{газ}$. Кроме того, нужно выяснить, в какой мере можно влиять на параметры работы горелки изменением одного диаметра сопла, не изменяя при этом конструкции самой горелки.

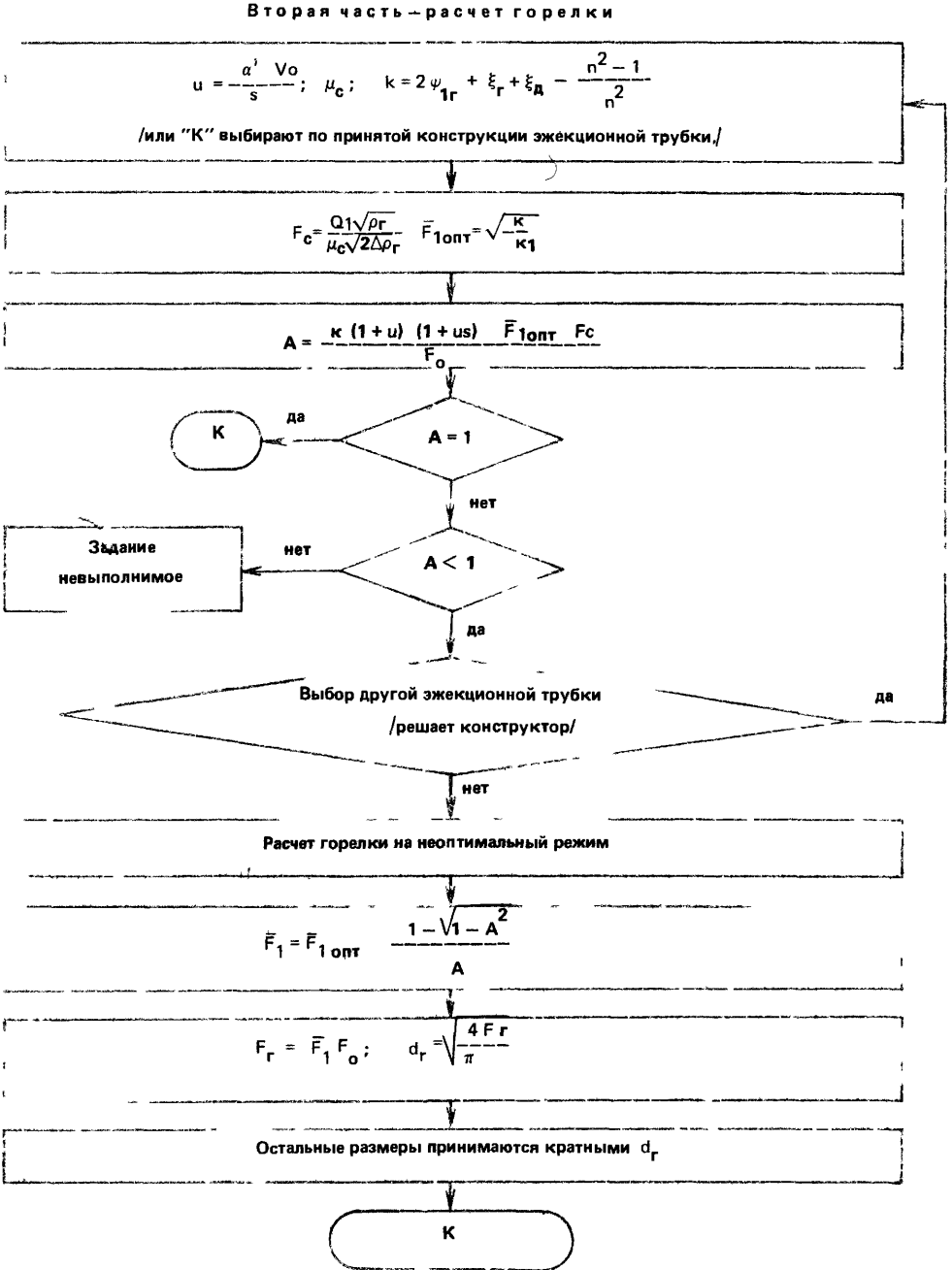
Из сравнения уравнений (17 20) и (17.25) получаем постоянную горелки C:

$$C = \frac{2{,}48 F_г \mu_c}{k + k_1 \bar{F}_1^2} =$$

$$= \frac{Q_1 (1+u)(1+us)\sqrt{s}}{\sqrt{\Delta p_{газ}}} \qquad (17\,26)$$

Постоянная горелки C определяется геометрическими характеристиками $F_г$ и F_0 и коэффициентами потерь k_1, k, μ_c, но не зависит от поперечного сечения сопла F_c. Таким образом, с изменением величины F_c параметры работы горелки будут изменяться так, чтобы постоянная горелки C оставалась неизменной Уравнение (17 26) позволяет установить влияние отдельных конструктивных размеров горелки на параметры ее работы.

При эксплуатации часто возникает вопрос об определении параметров работы горелок в новых условиях, например при изменении теплоты сгорания газа или номинального давления с сохранением производительности горелки (последнее достигается изменением диаметра сопла). Параметры работы горелки при других эксплуатационных условиях определяют по уравнению постоянной горелки (17.26), по этому же уравнению производят поверочный расчет горелки.



Пример 17.2. Определить параметры работы атмосферной горелки, рассчитанной в примере 17.1, если в ней будет сжигаться коксовый газ со следующими характеристиками

$$Q_н^c = 15\,900,\ кДж/м^3,\ s = 0{,}38,$$
$$V_0 = 4{,}15\ м^3/м^3$$

Решение. 1 Определяем постоянную горелки по формуле (17.26)

$$C = \frac{2{,}48\,F_г\mu_c}{k + k_1\bar{F}_1^2} = \frac{2{,}48 \cdot 76 \cdot 10^{-4} \cdot 0{,}9}{3 + 2{,}3 \times 0{,}685^2} = 0{,}416 \cdot 10^{-2}$$

2. Тепловая нагрузка горелки равна:
$N=10\cdot3520=352\,000$ кДж/ч$=97{,}5$ кВт.

Производительность горелки на коксовом газе

$$Q_1=352\,000/15\,900=22{,}1 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Коэффициент эжекции при $\alpha'=0{,}6$ по формуле (17.10) равен:

$$u=\alpha' V_0/s=0{,}6\cdot4{,}15/0{,}38=6{,}55.$$

3. Определяем необходимое давление газа по формуле (17.26):

$$\Delta p_{\text{газ}}=\left[\frac{Q_1(1+u)(1+us)\sqrt{s}}{C}\right]^2=$$

$$=\left[\frac{22{,}1\,(1+6{,}55)\,(1+6{,}55\cdot0{,}38)\sqrt{0{,}38}}{3600\cdot0{,}416\cdot10^{-2}}\right]^2=$$

$$=557 \text{ Па}.$$

Следовательно, для работы горелки на коксовом газе необходимо давление, равное 557 Па.

4. Рассчитываем площадь сопла по формуле (17.25):

$$F_c=\frac{Q_1\sqrt{\rho_r}}{\mu_c\sqrt{2\Delta p_{\text{газ}}}}=$$

$$=\frac{22{,}1\sqrt{0{,}38\cdot1{,}29}}{0{,}36\cdot0{,}9\sqrt{2\cdot557}}=1{,}42 \text{ см}^2;$$

$$d_c=13{,}4 \text{ мм}.$$

Определяем скорость выхода газовоздушной смеси из отверстий горелки

$$W_0=\frac{Q\left(1+\alpha' V_0\right)}{F_0}=$$

$$=\frac{22{,}1\,(1+0{,}6\cdot4{,}15)}{0{,}36\cdot111}=1{,}93 \text{ м/с}.$$

Для коксового газа при величине $\alpha'=0{,}6$ проскока пламени нет. Отрыв пламени возможен при скоростях, превышающих 11 м/с (см. табл. 17.2). Таким образом, полученная скорость с точки зрения устойчивости горения является допустимой.

17.2. Расчет эжекционных горелок полного предварительного смешения газа с воздухом среднего давления

Расчет головки горелки и туннеля. Головка горелки предотвращает проскок пламени внутрь смесителя и отрыв пламени от горелки. Задача предотвращения отрыва пламени часто выполняется огневым устройством горелки. Огневое устройство бывает выполнено в виде туннеля или огнеупорного блока с большим числом каналов (туннелей) малого диаметра. У некоторых конструкций эжекционных горелок огневая часть отсутствует, а факел располагается непосредственно в топке. В этом случае головку горелки оснащают специальным стабилизатором, исключающим возможность отрыва пламени. Для предотвращения проскока пламени скорость выхода газовоздушной смеси из кратера горелки W_0 должна быть больше предельной скорости $W_{\text{пр}}$, при которой происходит проскок пламени. Скорости W_0 и $W_{\text{пр}}$ отнесены к нормальным условиям.

Снижению предельной скорости, т. е. повышению устойчивости горения, способствуют следующие мероприятия: а) максимальное выравнивание выходного поля скоростей из головки горелки, что достигается поджатием потока газовоздушной смеси с помощью конфузора; б) охлаждение горючей смеси в головке; это мероприятие имеет существенное значение для горелок больших производительностей; в) применение сеток и решеток с отверстиями меньше критического диаметра. С помощью таких устройств можно вообще исключить возможность проскоков пламени или добиться устойчивого горения при малых выходных скоростях. Расчетное значение выходной скорости, приведенное к нормальным условиям W_0, определяют по формуле

$$W_0=m_1m_2m_3W_{\text{пр макс}}, \qquad (17.27)$$

где $W_{\text{пр макс}}$ — максимальная предельная скорость для природного газа, при которой происходит проскок пламени, м/с (величина $W_{\text{пр макс}}$ соответствует обогащенной смеси по сравнению со стехиометрическим составом). Расчет выходной скорости по $W_{\text{пр макс}}$ приводит к некоторому запасу; $m_1=W_{\text{пр макс}}'/W_{\text{пр макс}}$ — коэффициент, учитывающий свойства газа ($W_{\text{пр макс}})'$ — максимальная предельная скорость проскока для сжигаемого газа, м/с); m_2 — температурный коэффициент, учитывающий увеличение массовой скорости распространения пламени с увеличением температуры горючей смеси, $m_2=\rho_{\text{см}}/\rho_{\text{кр}}=T_{\text{кр}}/273$ ($T_{\text{кр}}=273+t_{\text{кр}}$; $t_{\text{кр}}$ — температура газовоздушной смеси в кратере горелки, °С; $\rho_{\text{см}}$ и $\rho_{\text{кр}}$ —

плотности газовоздушной смеси при нормальных условиях и при $t_{кр}$, кг/м^3); $m_3 = Q_{макс}/Q_{мин}$ — коэффициент глубины регулирования; $Q_{макс}$ и $Q_{мин}$ — максимальная и минимальная производительности горелки, м^3/ч.

Примерные значения максимальных скоростей для природного газа, соответствующие проскоку пламени в открытых горелках без искусственных стабилизаторов, приведены в табл. 17.3. Коэффициент m_1 имеет следующие значения: для коксового газа — 4, сланцевого газа — 1,5, сжиженного газа (пропан-бутановой смеси) — 1,3, генераторного газа (смешанного) — 1,15. Коэффициент m_2 при отсутствии подогрева газа и воздуха зависит от интенсивности охлаждения головки и производительности горелки. Для туннельных горелок с неохлаждаемыми головками он равен примерно 1,2... 1,5. При подогреве газа или воздуха m_2 зависит от температуры смеси $t_{см}$. Коэффициент глубины регулирования m_3 зависит от режима работы газоиспользующей установки, определяемого технологическими требованиями. Для промышленных печей и котлов величину m_3 принимают равной 2...4.

Полученное значение расчетной скорости должно быть меньше предельной скорости, соответствующей отрыву пламени. Горелки без искусственных стабилизаторов характеризуются узкой зоной устойчивой работы и поэтому применения не нашли. Все эжекционные горелки имеют стабилизаторы, предотвращающие отрыв пламени. Стабилизацию пламени можно осуществить с помощью искусственного зажигателя, огнеупорного туннеля, искусственных стабилизаторов в виде тел плохо обтекаемой формы. Предельные скорости отрыва пламени для горелок со стабилизатором в основном зависят от типа стабилизаторов и состава горючей смеси. Туннельные горелки обеспечивают очень хорошую стабилизацию и позволяют работать с большими форсировками. Обычно по технико-экономическим показателям целесообразные форсировки оказываются немного меньше предельно возможных.

Таблица 17.3. **Максимальная предельная скорость проскока пламени для природного газа, отнесенная к нормальным условиям**

Диаметр отверстия, мм	Скорость проскока, м/с	Диаметр отверстия, мм	Скорость проскока, м/с
5	0,3	80	2,8
10	0,7	90	3
20	1,1	100	3,1
30	1,5	110	3,3
40	1,8	120	3,4
50	2,1	130	3,5
60	2,4	140	3,7
70	2,6	150	3,8

Площадь выходного отверстия горелки F_0 определяют по формуле

$$F_0 = \frac{Q_1(1+\alpha V_0)}{W_0},$$

где α — коэффициент избытка воздуха; W_0 — скорость газовоздушной смеси в кратере горелки, отнесенная к нормальным условиям.

Избыточное давление газовоздушной смеси в головке (в конце диффузора эжектора) $\Delta p_{см}$ определяют по формуле (17.1), в которой k_1 — коэффициент потерь энергии в головке и огневой части горелки. Коэффициент потерь k_1 рассчитывают по уравнению Бернулли, написанному для начального и конечного сечений головки горелки, включая ее огневую часть. Рассчитаем величину k_1 применительно к горелке туннельного типа, схема которой показана на рис. 17.6. Размеры отдельных элементов головки горелки и туннеля показаны на рисунке. Напишем уравнение Бернулли для сечений I—II горелки:

$$p_1 + \frac{W_д^2}{2}\rho_{см} = p_2 + \frac{W_т^2}{2}\rho_{пр\,сгор} + \Delta p_{гор};$$

$$\Delta p_{гор} = \zeta_{гор}\frac{W_0^2}{2}\rho_{см},$$

где $\Delta p_{гор}$ — потери давления на преодоление гидравлического сопротивления головки горелки и туннеля; $\zeta_{гор}$ — приведенный коэффициент гидравлического сопротивления горелки (головки и туннеля), отнесенный к динамическому давлению газовоздушной смеси в выходном отверстии (кратере) горелки при нормальных условиях $W_д$ — скорость в выходном сечении диффузора или входном сечении конфузора головки ($d_д = d_к$); $W_т$ — скорость продуктов сгорания в выходном сечении туннеля горелки; $\rho_{пр\,сгор}$ — плотность продуктов сгорания при выходе из туннеля.

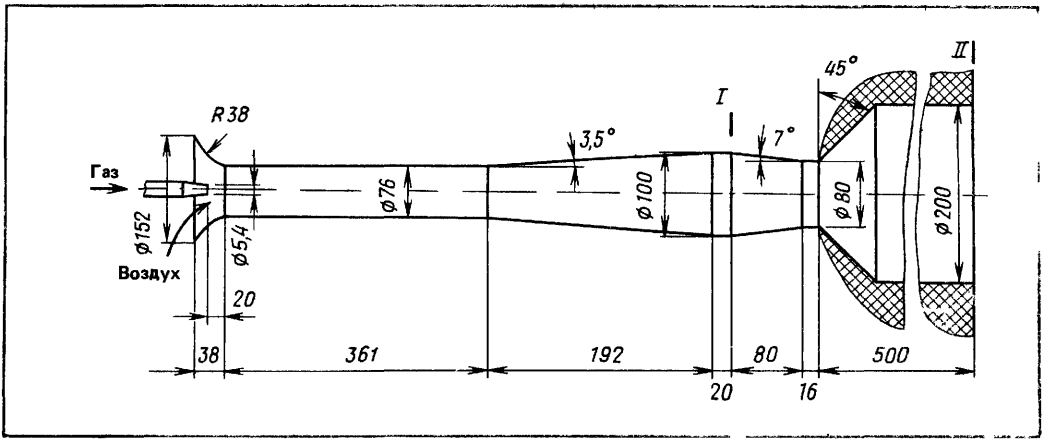


Рис 17 6 Схема туннельной горелки

Для расчета головки и ее огневой части используют следующую формулу·

$$p_1 - p_2 = \Delta p_{см} = \left[\left(\frac{W_т}{W_0}\right)^2 \frac{\rho_{пр\ сгор}}{\rho_{см}} - \left(\frac{W_д}{W_0}\right)^2 + \zeta_{гор}\right] \frac{W_0^2}{2} \rho_{см} \quad (17\,28)$$

Преобразуем приведенное уравнение, заменив отношение скоростей отношением площадей из уравнения сплошности течения

$$W_д F_д \rho_{см} = W_т F_т \rho_{пр\ сгор} = W_0 F_0 \rho_{см}$$

где $F_т$ — площадь выходного сечения туннеля,

$$\left(\frac{W_т}{W_0}\right) \frac{\rho_{пр\ сгор}}{\rho_{см}} = \left(\frac{F_0}{F_т}\right)^2 m_4 m_5$$

$$m_4 = \frac{\rho_{о\ пр\ сгор}}{\rho_{пр\ сгор}} = \frac{T_{пр\ сгор}}{273} \approx 0{,}9 \frac{T_{гор}}{273}, \quad (17\,29)$$

$$m_5 = \frac{\rho_{см}}{\rho_{о\ пр\ сгор}}, \quad (17\,30)$$

где $T_{пр\ сгор}$ — температура продуктов сгорания в конце туннеля (принимают равной $0{,}9T_{гор}$)

$T_{гор}$ — теоретическая температура горения, $\rho_{о\ пр\ сгор}$ — плотность продуктов сгорания при нормальных условиях

Значения коэффициентов m_4 и m_5 различных газов приведены в табл 17 4 При расчете значений m_4 теоретическую температуру горения вычисляли для условий сжигания газа и воздуха без подогрева

Для скоростей $W_д$, W_0 по уравнению сплошности течения имеем

$$(W_д/W_0)^2 = (F_0/F_д)^2,$$

где $F_д$ — площадь в конце диффузора

Напишем уравнение для расчета коэффициента потерь

$$k_1 = \zeta_{гор} + m_4 m_5 (F_0/F_т)^2 - (F_0/F_д)^2 \quad (17\,31)$$

Уравнение (17 31) пригодно для расчета коэффициента любой горелки (не только туннельной) В этом случае под значением $F_т$ понимают выходную площадь огневой части горелки Для горелок, не имеющих туннелей или огнеупорных насадок, в которых протекает сгорание газа, формула (17 31) принимает вид

$$k_1 = \zeta_{гор} + m_2 - (F_0/F_д)^2 \quad (17\,32)$$

Таблица 17 4 **Значения коэффициентов m_4 и m_5 для различных газов при $\alpha = 1$**

Коэффициент	Газ					
	природный	сжиженный	коксовый	водяной	генераторный	доменный
m_4	7,6	7,85	7,9	8,26	6,5	5,8
m_5, $(\alpha = 1)$	1	1,04	0,94	0,84	0,9	0,89

Из уравнения (17.32) можно получить уравнение (17.30), приняв величину $W_д=0$, так как у атмосферных горелок динамическое давление потока, выходящего из диффузора, не используют. Приведенный коэффициент сопротивления горелки $\zeta_{гор}$ определяют как отношение потерь давления в проточной части горелки к динамическому давлению газовоздушной смеси в кратере горелки при нормальных условиях.

Потери давления в проточной части горелки равны:

$$\Delta p_{гор}=\sum \Delta p=\sum \zeta_i \frac{W_i}{2}\rho_i,$$

где Δp_i — потери давления на преодоление гидравлического сопротивления элемента горелки i; ζ_i — коэффициент сопротивления, отнесенный к потоку с плотностью ρ_i и к сечению F_i.

Используя уравнение слошности течения, имеем:

$$W_i\rho_i F_i=W_0\rho_{см}F_0;$$

преобразуем уравнение для значения $\Delta p_{гор}$:

$$\Delta p_{гор}=\sum \zeta_{пр}\frac{W_0^2}{2}\rho_{см},$$

где $\zeta_{пр}$ — приведенный коэффициент сопротивления элемента горелки i, который определяют по формуле

$$\zeta_{пр}=\zeta_i(F_0/F_i)^2\rho_{см}/\rho_i, \qquad (17.33)$$

отсюда $\zeta_{гор}=\Sigma\zeta_{пр}$.

Пример 17.3. Рассчитать приведенный коэффициент сопротивления $\zeta_{гор}$ и коэффициент потерь k_1 туннельной горелки, показанной на рис. 17.6, в которой сжигается природный газ. Коэффициент подогрева смеси в головке горелки $m_2=1,25$ Соотношение сечений горелок следующее: $F_0/F_д=0,54$; $F_0/F_т=0,16$; относительная длина туннеля $l/D_т=2,4$.

Решение. Определяем приведенный коэффициент сопротивления горелки (коэффициенты ζ_i берем из справочников).

1. Потери давления в конфузоре головки горелки

$$\Delta p_1=\zeta_1\frac{W_0^2}{2}\rho_{см};$$

$\zeta_1=0,08$ при $F_0/F_д=0,64$ (коэффициент ζ_1 отнесен к узкому сечению конфузора ζ).

2. Потери давления, связанные с ускорением потока в конфузоре от нагрева. Головка имеет коническую форму, поэтому коэффициент сопротивления относим к средней скорости. В этом случае потери определяют уравнением

$$\Delta p_2=\zeta_i\left(\frac{W_д+W_0}{2}\right)^2\frac{\rho_{см}}{2}=\zeta_i;$$

$$0,25\left(\frac{F_0}{F_д}+1\right)^2\frac{W_0^2}{2}\rho_{см},$$

где ζ_i — коэффициент сопротивления цилиндрического канала при расширении в нем потока, определяемый по формуле (17.2) Таким образом, для горелки конической формы приведенный коэффициент сопротивления равен:

$$\zeta_2=0,25(m_2-1)\left(\frac{F_0}{F_1}+1\right)^2=$$

$$=0,25(1,25-1)(0,64+1)^2=0,168.$$

3. Определяем потери давления при входе в туннель. Установлено, что в туннеле значительный подъем температуры начинается на расстоянии примерно (5...6) d_0 от начала туннеля. Поэтому потери от расширения потока при входе в туннель можно относить к величине $T_{кр}$, следовательно,

$$\Delta p_3=\zeta_i\frac{W_{кр}^2}{2}\rho_{кр};$$

отсюда приведенный коэффициент сопротивления с учетом формулы (17.33) равен:

$$\zeta_3=\zeta_i m_2=0,79\cdot 1,25=0,987,$$

где m_2 определяют по формуле (17.27); коэффициент сопротивления при расширении потока под углом $90°\zeta_i=0,79$.

4. Потери давления, связанные с ускорением потока при его нагреве в туннеле в результате горения газа, определяют по формуле для $\zeta_р$, которая для параметров туннеля имеет вид

$$\Delta p_4=\left(\frac{\rho_{кр}}{\rho_{пр\,сгор}}-1\right)\frac{W_{г\,см}^2}{2}\rho_{кр},$$

где $W_{г\,см}$ — скорость газовоздушной смеси во входном сечении туннеля при температуре $T_{кр}$.

Приведенный коэффициент сопротивления определяем по формуле (17.33):

$$\zeta_4=\left(\frac{\rho_{кр}\rho_{см}\rho_{о\,пр\,сгор}}{\rho_{см}\rho_{о\,пр\,сгор}\rho_{пр\,сгор}}-1\right)\left(\frac{F_0}{F_г}\right)^2\frac{\rho_{см}}{\rho_{кр}}.$$

С учетом формул (17.29) и (17.30) получаем:

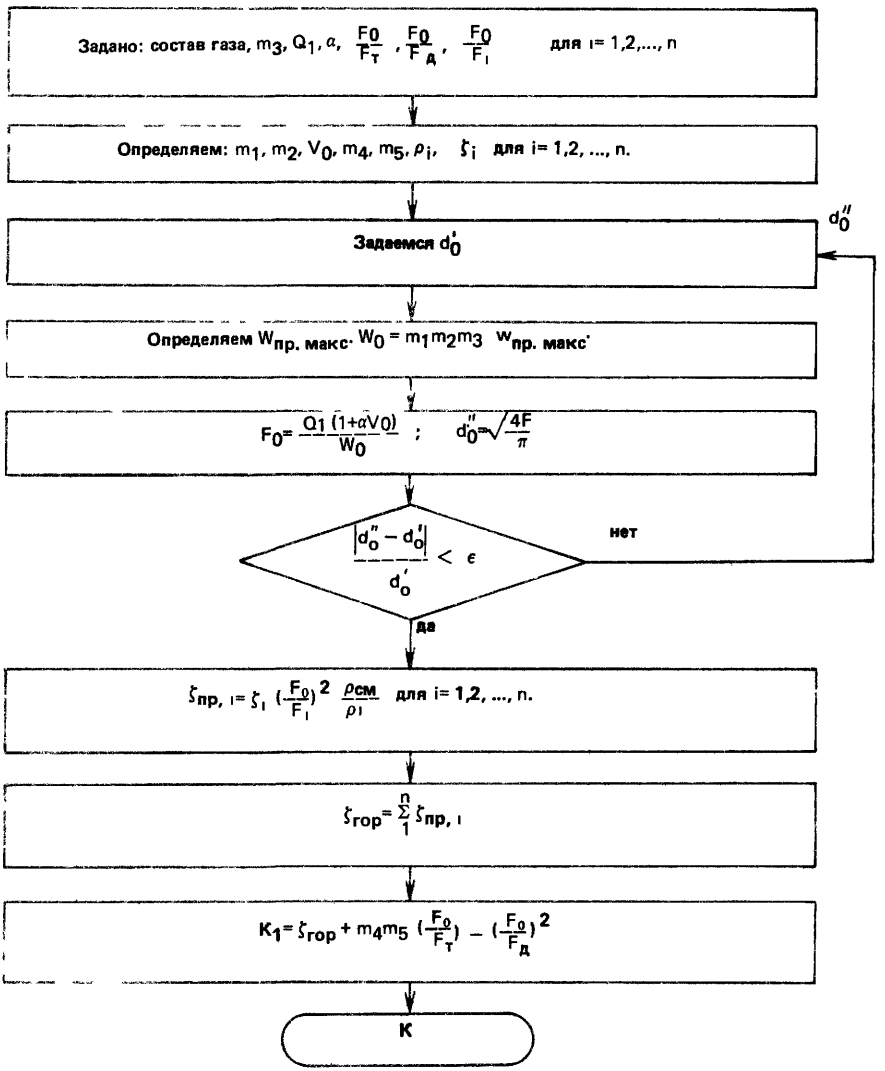
$$\zeta_4=\left(\frac{m_4m_5}{m_2}-1\right)m_2\left(\frac{F_0}{F_г}\right)^2=$$

$$=\left(\frac{7,6\cdot 1}{1,25}-1\right)1,25\cdot 0,16^2=0,163,$$

где $m_4=7,6$; $m_5=1$ (по табл. 17.4).

Алгоритм расчета головки горелки с туннелем (амбразурой)

Блок–схема



5 Потери давления на трение в туннеле

$$\Delta p_5 = \zeta_т \frac{W_т^2}{2} \rho_{пр\,сгор},\ \zeta_т = \lambda \frac{l}{D_т}$$

На основании формул (17 33), (17 29) и (17 30)

$$\zeta_5 = \lambda \frac{l}{D_т} m_4 m_5 \left(\frac{F_0}{F_т}\right)^2 =$$

$$= 0{,}045 \cdot 2{,}4 \cdot 7{,}6 \cdot 1 \cdot 0{,}16^2 = 0{,}021,$$

где $\lambda = 0{,}045$ Для туннелей значения $\lambda = 0{,}04$ 0,05

Приведенный коэффициент сопротивления горелки

$$\zeta_{гор} = \Sigma \zeta_{пр} = 0{,}08 + 0{,}168 + 0{,}987 + 0{,}163 + 0{,}021 = 1{,}42$$

Определяем коэффициент потерь горелки по формуле (17 31)

$$k_1 = \zeta_{гор} + m_4 m_5 \left(\frac{F_0}{F_г}\right)^2 - \left(\frac{F_0}{F_д}\right)^2 =$$

$$= 1{,}42 + 7{,}6 \cdot 1 \cdot 0{,}16^2 - 0{,}64^2 = 1{,}2$$

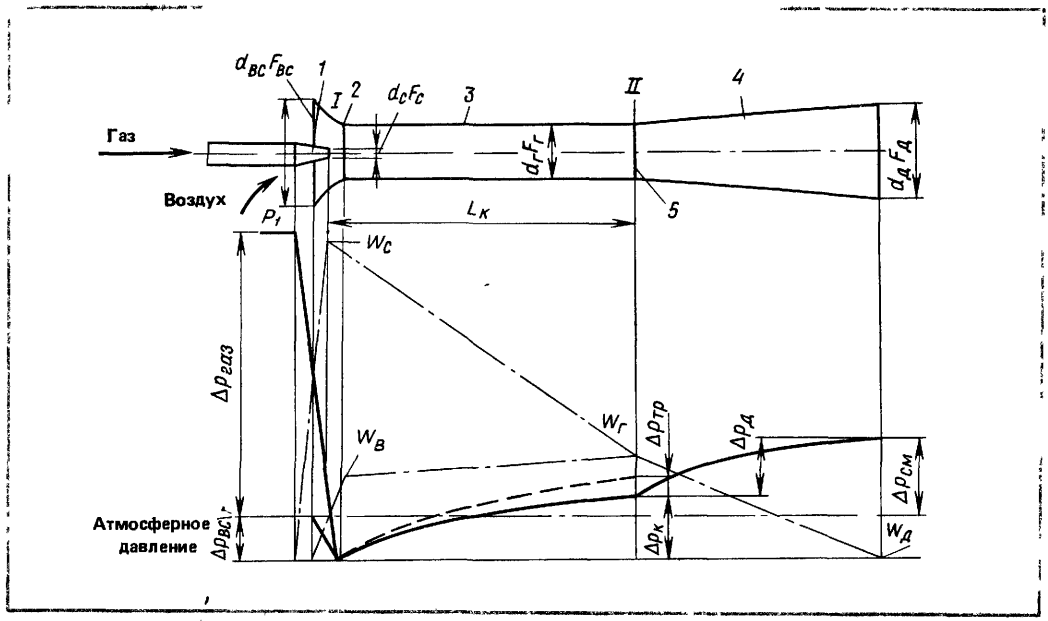


Рис. 17.7. Эжекционный смеситель с большой скоростью эжекции и цилиндрической камерой смешения

1— сопло, *2*— всасывающий коллектор, *3*— камера смешения *4*— диффузор, *5*— горловина эжектора

Алгоритм расчета головки горелки с туннелем (амбразурой). Алгоритм и блок-схема строятся по последовательности, которая изложена выше и приведена в примере расчета 17.3 Так как гидравлическое сопротивление головки горелки приводится к сечению выходного отверстия (кратера) горелки и холодному потоку смеси ($\rho_{см}$ при нормальных условиях), поэтому в задании на расчет должны быть даны отношения сечений F_0/F_i и плотностей $\rho_{см}/\rho_i$. Здесь F_i и ρ_i — параметры в сечении i, к которому отнесено местное гидравлическое сопротивление i при общем числе учитываемых местных сопротивлений n.

Расчет эжекционного смесителя с большой скоростью эжекции. Горелки среднего давления с полным предварительным смешением газа и воздуха характеризуются высокой скоростью выхода газовоздушной смеси из кратеров горелок. Давление в головках горелок среднего давления должно быть значительно больше, чем в головках горелок атмосферного типа. Чтобы создать такое давление, необходимо иметь значительное давление газа на входе в горелку. Снизить необходимое рабочее давление газа можно путем применения эжекционного смесителя с большой скоростью эжекции. На рис. 17.7 показана схема эжектора с большой скоростью эжекции и цилиндрической камерой смешения. Работает он следующим образом. Газ выходит из сопла *1* со скоростью W_c и поступает в цилиндрическую камеру смешения *3*. Скорость создается за счет срабатывания в пределах сопла избыточного давления $\Delta p_{газ}+\Delta p_{вс}$. Воздух засасывается энергией газовой струи в камеру смешения через всасывающий коллектор *2*. Отличительной особенностью такого эжектора является то, что скорость подсасываемого воздуха $W_в$ при входе в камеру смешения соизмерима со скоростью газа W_c. Из камеры смешения поток поступает в диф-

фузор *4*, где статическое давление возрастает до величины $\Delta p_{см}$.

При движении газа и воздуха в проточной части эжектора происходят потери энергии, основными из которых являются потери на удар в камере смешения. Для снижения этих потерь следует уменьшить разность в скоростях рабочего и подсасываемого газов. Этот принцип положен в основу конструкции эжекторов, у которых скорость подсасываемого газа сравнима со скоростью рабочего газа. Несмотря на дополнительные потери, связанные с созданием скорости подсасываемого газа и дальнейшим торможением потока смеси, эффективность работы эжектора повышается. Эффективность эжектора с большой скоростью эжекции зависит от профиля проточной части и качества обработки ее поверхностей. Так, при плохом профиле всасывающего коллектора потери энергии в нем могут оказаться равными или даже большими выигрыша в потерях на удар.

За счет перепада давления во всасывающем коллекторе создается скорость воздуха и в начале камеры смешения имеет место разрежение. При торможении потока в камере смешения сначала необходимо восстановить давление, сработанное во всасывающем коллекторе, а потом создать избыточное давление. Восстановление давления связано с дополнительными потерями, которые для повышения эффективности эжектора должны быть максимально уменьшены путем хорошей профилировки проточной части и сокращения потерь на трение. При плохом профиле проточной части и значительных потерях энергии на трение эжектор с большой скоростью эжекции не выигрывает в эффективности по сравнению с эжектором с малой скоростью эжекции. Вывод уравнения эжектора низкого давления с большой скоростью эжекции аналогичен выводу уравнения (17.14). На основании закона импульсов для сечений *I—II* (см. рис. 17.7) записываем следующее уравнение:

$$W_с M_1 + W_в M_2 - W_г M_3 = F_3(\Delta p_{см} + \Delta p_{вс} + \Delta p_{тр} - \Delta p_д), \quad (17.34)$$

где $\Delta p_{вс}$ — потери давления во всасывающем коллекторе

В этом уравнении в отличие от уравнения (17.14) учитываем количество движения подсасываемого потока. На основании закона сохранения массы можно записать дополнительное уравнение

$$M_2 = Q_2 \rho_в = \bar{W}_в F_в \rho_в, \quad (17.35)$$

где $\bar{W}_в$ — средняя скорость по расходу во всасывающем коллекторе у обреза сопла, $F_в$ — живое сечение всасывающего коллектора у обреза сопла

Для эжектора с цилиндрической камерой смешения записываем дополнительную формулу

$$\frac{F_в}{F_с} = \frac{F_г - F_с}{F_с} = \bar{F} - 1$$

Закон сохранения энергии для рабочего сопла и всасывающего коллектора запишем следующим образом:

$$(\Delta p_{газ} + \Delta p_{вс}) \mu_с^2 = \frac{\bar{W}_с^2}{2} \rho_г, \quad (17.36)$$

$$\Delta p_{вс} \mu_в^2 = \frac{\bar{W}_в^2}{2} \rho_в, \quad (17.37)$$

где $\mu_в$ — коэффициент расхода для всасывающего коллектора, который отражает потери энергии в нем с учетом неравномерности поля скоростей

Используя приведенные зависимости, из уравнения (17.34) можно получить характеристическое уравнение эжектора с большой скоростью эжекции:

$$\frac{\Delta p_{см}}{\Delta p_{раз}} = \frac{2\mu_с^2}{\bar{F}} - \frac{\mu_с^2}{\bar{F}^2}\left[k(1+u)(1+us) - k_2 u^2 s\right] \quad (17.38)$$

Для полученной характеристики эжектора коэффициент k определяют из уравнения (17.15), как и для эжектора с малой скоростью эжекции.

Коэффициент k_2 находят из выражения

$$k_2 = \frac{2\mu_в^2 - 1}{\mu_в^2} \quad (17.39)$$

Уравнение (17.38) получено при следующих допущениях:

$$\frac{\Delta p_{\text{газ}}+\Delta p_{\text{вс}}}{\Delta p_{\text{газ}}}=1,$$

$$\bar{F}/(\bar{F}-1)=1$$

Как показывают исследования, для эжекционных смесителей газовых горелок такие допущения являются вполне приемлемыми, а точность уравнения (17.38) достаточной. Уравнение (17.38) является характеристикой эжектора с большой скоростью эжекции и цилиндрической камерой смешения. Эта характеристика представлена в безразмерном виде. При проектировании эжектора уравнение (17.38) имеет одну независимую переменную $\bar{F}$. Величину $\bar{F}$ выбирают такой, чтобы избыточное давление эжектора имело максимальное значение. Уравнение (17.38) является обобщенным уравнением, а уравнение (17.14) — его частным случаем при величине $k_2=0$. Дифференцируя уравнение (17.38), можно найти оптимальное значение $\bar{F}$, при котором $\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}}$ будет максимальным:

$$\bar{F}_{\text{опт}}=k(1+u)(1+us)-k_2u^2s. \quad (17.40)$$

Максимальное значение безразмерного давления $\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}}$, которое может создать эжектор при данном коэффициенте эжекции, определяют из такого же уравнения, как уравнение для эжектора с малой скоростью эжекции, т. е. из уравнения (17.17). Из уравнений (17.16), (17.17) и (17.40) следует, что безразмерное давление, создаваемое эжектором с большой скоростью эжекции, больше безразмерного давления, которое создает эжектор с малой скоростью эжекции, на величину $\frac{\mu_c^2 k_2 u^2 s}{\bar{F}^{\text{бс}}_{\text{опт}}\bar{F}^{\text{мс}}_{\text{опт}}}$, зависящую от аэродинамического совершенства всасывающего коллектора (индексы «БС» и «МС» показывают принадлежность $\bar{F}_{\text{опт}}$ к эжектору с большой или малой скоростью эжекции). Потери энергии, связанные с восстановлением давления, учтены законом импульсов и коэффициентом k.

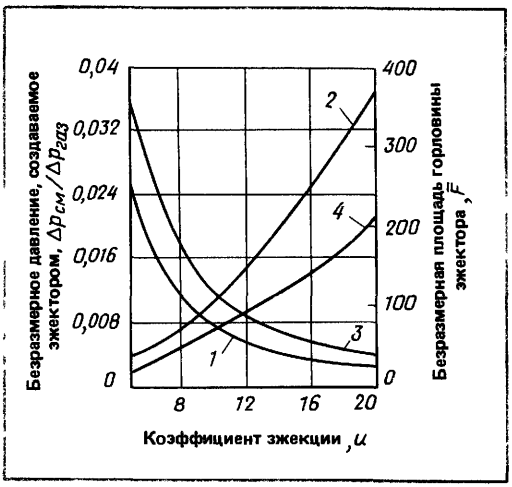


Рис. 17 8. Зависимость максимальных значений $\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}}$ и оптимальных значений F от u
1 — $(\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}})_{\text{макс}}$, *2* — $F_{\text{опт}}$ для эжектора с малой скоростью эжекции ($\mu_c=0{,}9$ $k=1{,}45$, $s=0{,}57$), *3* — $(\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}})_{\text{макс}}$, *4* — $F_{\text{опт}}$ для эжекторов с большой скоростью эжекции ($\mu_c=0{,}9$, $k=1{,}5$ $k_2=0{,}765$, $s=0{,}57$)

Для коэффициентов эжекции величиной от 5 до 20 были рассчитаны максимальные значения $\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}}$ и $\bar{F}$. Результаты расчета показаны на рис. 17.8, из рассмотрения рисунка следует, что с увеличением коэффициента эжекции давление, создаваемое эжектором, непрерывно падает, а основной параметр эжектора (безразмерная площадь горловины) непрерывно возрастает. Для сравнения на рис. 17.8 приведены кривые $(\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}})_{\text{макс}}$ эжектора с малой скоростью эжекции, откуда видно, что эжектор с большой скоростью эжекции при одинаковых значениях u создает бóльшие величины $(\Delta p_{\text{см}}/\Delta p_{\text{газ}})_{\text{макс}}$. Поэтому при проектировании горелок на малые относительные давления газа $\Delta p_{\text{газ}}/\Delta p_{\text{см}}$ целесообразно применять эжекторы с большой скоростью эжекции. При этом следует учитывать, что такие эжекторы значительно чувствительнее к конструктивному выполнению проточной части, особенно к конструкции всасывающего коллектора.

При недостаточно удовлетворительном качестве выполнения эжекто-

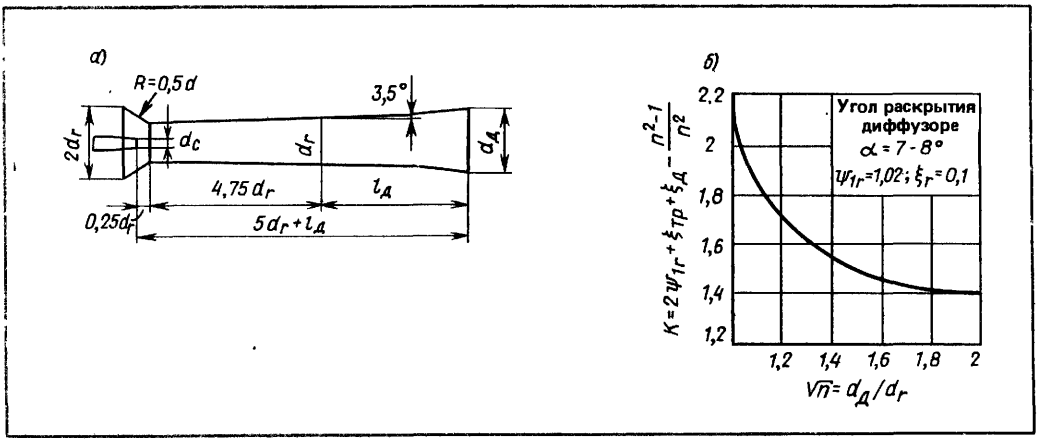


Рис. 17.9. Оптимальная форма эжекционной трубки эжектора с большой скоростью эжекции
а — эжекционная трубка, $k_2=0{,}7$; при $\alpha=8°$ $l_д=7{,}2(d_д-d_г)$; при $\alpha=7°$ $l_д=8(d_д-d_г)$; $d_д=(1{,}2...1{,}6)\,d_г$ (наружный профиль сопла должен быть плавно суживающимся вплоть до $d_с$); *б* — изменение коэффициента потерь эжектора k

ра избыточное давление, создаваемое им, может значительно снизиться. Следовательно, профилю проточной части и изготовлению эжектора с большой скоростью эжекции должно быть уделено особое внимание. Проточная часть всасывающего коллектора должна обеспечивать плавный вход воздуха с непрерывным нарастанием скорости. Радиус кривизны образующих принимают равным $(0{,}5...1)d$ камеры смешения. Наружную поверхность сопла необходимо хорошо обрабатывать, а сопло конструировать так, чтобы толщина его стенки в конце была сведена на нет, ибо коэффициент скорости всасывающего коллектора в значительной мере зависит от профиля наружной поверхности сопла.

Для повышения значения $\mu_в$ целесообразно несколько отодвигать сопло рабочего газа от начала камеры смешения (до 0,3 диаметра камеры), так как в этом случае потери при обтекании сопла снижаются. При недостаточно хорошем профиле наружной поверхности сопла это расстояние целесообразно увеличивать до $(0{,}5...0{,}8)d$ камеры смешения. Для всасывающего коллектора, проточная часть которого выполнена в виде плавного сужения с радиусом закругления $(0{,}3...0{,}7)\,d_г$ при рациональной форме наружной поверхности сопла, коэффициент расхода имеет значение $\mu_в=0{,}85...0{,}9$. Этим значениям коэффициента $\mu_в$ будут соответствовать коэффициенты потерь $k_2=0{,}67...0{,}81$. Оптимальная форма проточной части эжектора с большой скоростью эжекции и зависимость коэффициента k от степени расширения диффузора n показаны на рис. 17.9. Коэффициент потерь k_2 всасывающего коллектора равен 0,7, а длина трубки — $5d_г+l_д$.

Рассмотрим особенности вывода уравнения эжекционного смесителя для горелок среднего давления. В этом случае необходимо учитывать расширение газа при истечении из сопла. В пределах эжекционной трубки давления газа, воздуха и смеси изменяются незначительно, поэтому здесь их можно рассматривать как несжимаемые жидкости. При истечении газа из сопла давление его значительно изменяется, вследствие чего необходимо учитывать его расширение. Температура газа при истечении из сопла падает, однако этим изменением при определении плотности газовоздушной смеси можно пренебречь. Таким образом, особенность расчета эжекционных смесителей для горелок среднего давления сводится к учету расширения газа при истечении его из сопла.

Примем следующие обозначения для параметров газа: до сопла p_1, T_0, ρ_1', Q_1' (соответственно давление, температура, влажность и объемный расход); те же параметры после сопла p_2, T_1'', $\rho_г''$, Q_1''. Запишем соотношения между расходом, скоростью и давлением газа при истечении из сопла:

$$\bar{W}_c = Q_1''/F_c.$$

Из уравнения адиабаты имеем

$$Q_1'/Q_1'' = (p_2/p_1)^{\frac{1}{k}} = \nu^{\frac{1}{k}},$$

где $\nu = p_2/p_1$; k — показатель адиабаты.

Из уравнений состояния, написанных для нормальных условий и условий до сопла, имеем:

$$Q_1 p_0 = M_1 R T_0;$$
$$Q_1' p_1 = M_1 R T_0,$$

откуда

$$Q_1'/Q_1 = p_0/p_1.$$

Пренебрегая изменением давления в пределах эжектора по отношению к атмосферному давлению, можно написать

тогда $$p_0 \approx p_2,$$

$$Q_1'/Q_1 = \nu,$$

где Q_1 — расход газа, приведенный к нормальным условиям.

Связь между скоростью и расходом выглядит следующим образом:

$$\bar{W}_c = \varepsilon_F (Q_1/F_c); \qquad (17.41)$$

$$\varepsilon_F = \nu^{\frac{k-1}{k}}. \qquad (17.42)$$

Скорость газа определяют исходя из предположения адиабатного истечения из сопла

$$\frac{\bar{W}_c^2}{2} \mu_c^2 \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_г'} \left[\left(1 - \nu^{\frac{k-1}{k}} \right) \right].$$

Заменим

$$p_1 - p_2 = \Delta p_{газ} \text{ и } \rho_г/\rho_г' = \nu,$$

где $\rho_г$ — плотность газа при нормальных условиях.

Затем, произведя некоторые преобразования, получим:

$$\varepsilon_p \Delta P_{газ} \mu_c^2 = \frac{\bar{W}_c^2}{2} \rho_г; \qquad (17.43)$$

$$\varepsilon_p = \frac{k}{k-1} \frac{1 - \nu^{\frac{k-1}{k}}}{1-\nu} \nu, \qquad (17.44)$$

где ε_p — поправка на давление газа, учитывающая его расширение при истечении из сопла.

Отличие исходных уравнений, используемых при расчете эжектора для горелок среднего давления, от уравнений, с помощью которых было получено характеристическое уравнение (17.38), заключается в том, что к давлению газа $\Delta p_{газ}$ и выходному сечению сопла F_c нужно ввести поправки, учитывающие расширение газа. Таким образом, вместо значения $\Delta p_{газ}$ нужно использовать значения $\varepsilon_p \Delta p_{газ}$, а вместо значения F_c — отношение F_c/ε_F. В этом случае уравнение (17.38) примет вид

$$\frac{\Delta p_{см}}{\varepsilon_p \Delta p_{газ}} = \frac{2\mu_c^2}{\varepsilon_F \bar{F}} - \frac{\mu_c^2}{(\varepsilon_F \bar{F})^2} \left[(1+u) \times \right.$$
$$\left. \times (1+us) - k_2 u^2 s \right] \qquad (17.45)$$

Уравнение для оптимального режима изменится следующим образом:

$$(\varepsilon_F \bar{F})_{опт} = k(1+u)(1+us) - k_2 u^2 s; \qquad (17.46)$$

$$\left(\frac{\Delta p_{см}}{\varepsilon p \, \Delta p_{газ}} \right)_{макс} = \frac{\mu_c^2}{(\varepsilon_F \bar{F})_{опт}}. \qquad (17.47)$$

Для облегчения расчета коэффициентов ε_F и ε_p, учитывающих расширение газа при истечении из сопла, на рис. 17.10 построены кривые $\varepsilon_F = f_1(\Delta p_{газ})$ и $\varepsilon_p = f_2(\Delta p_{газ})$ для двух показателей адиабаты $k=1{,}3$ и $k=1{,}4$. При построении кривых предполагалось, что величина p_2 равна атмосферному давлению. Как показали расчеты, изменение значения k в пределах 1,3...1,4 практически не сказывается на величине ε_p, которая изменяется менее чем на 1%, поэтому для величины ε_p построена одна кривая. Показатель адиабаты k зависит от состава газа. Так, для воздуха $k=1{,}4$, для метана и природного газа $k=1{,}3$, для коксового газа $k=1{,}37$. При расчете эжекционных смесителей изменением показателей адиабаты в зависимости от температуры можно пренебречь.

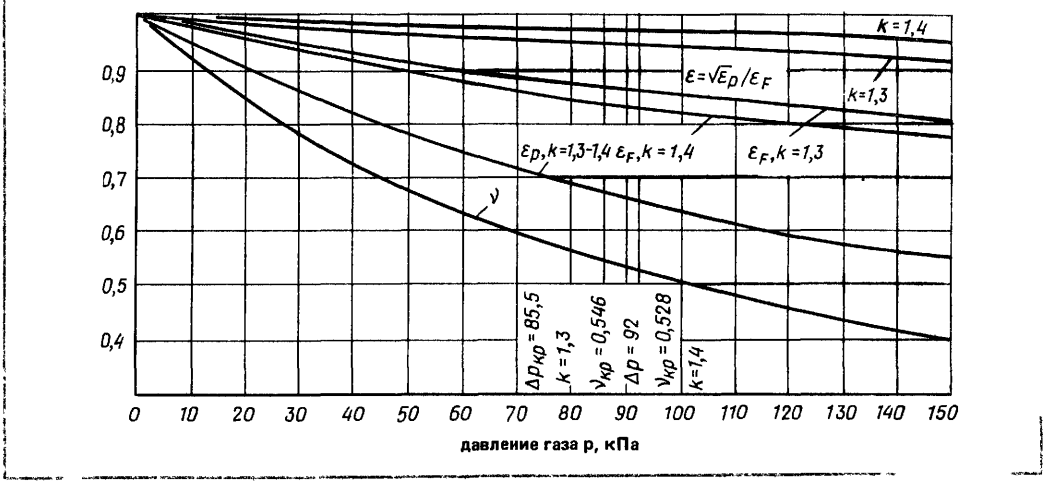


Рис. 17 10. Кривые поправочных коэффициентов, учитывающие расширение газа при истечении из сопла ε_F, ε_p, $\varepsilon=\sqrt{\varepsilon_p/\varepsilon_F}$

Расчет горелки. Основное уравнение горелки получим из характеристического уравнения эжектора (17.45) и характеристики горелки, которая выражается формулой (17.18). Связь давления газа с расходом и площадью сопла получим из уравнений (17.41) и (17.43):

$$\varepsilon_p \Delta p_{газ}=\frac{\varepsilon_F^2}{\mu_c^2}\frac{Q_1^2\rho_г}{2F_c^2} \qquad (17\,48)$$

Используя уравнения (17.18) и (17.48), найдем

$$\frac{\Delta p_{см}}{\varepsilon_p \Delta p_{газ}}=\frac{\mu_c^2 k_1(1+u)(1+us)\bar{F}_1^2}{(\varepsilon_F\bar{F})^2} \qquad (17\,49)$$

Сравнивая уравнения (17.45) и (17.49), получим основное уравнение горелки:

$$(1+u)(1+us)\left(1-\frac{k_2}{k+k_1\bar{F}_1^2}B\right)=\frac{2\varepsilon_F\bar{F}}{k+k_1\bar{F}_1^2}, \qquad (17\,50)$$

$$B=\frac{u^2 s}{(1+u)(1+us)} \qquad (17\,51)$$

Принятая форма написания уравнения горелки объясняется тем, что величина B в пределах значений u от 6 до 20 мало зависит от величины u. Поэтому величину B в предварительном расчете можно довольно точно задать с последующими незначительными пересчетами. Из уравнения (17.50) следует, что в общем случае эжекционная способность горелки среднего давления зависит не только от ее конструкции, но и от режима работы (ε_F), даже если считать коэффициенты гидравлических сопротивлений эжектора и горелки постоянными.

Если к величине $\Delta p_{см}$ прибавить противодавление в топке $\Delta p_{топ}$ и учесть, что эжектор создает давление Δp_Σ, тогда можно проанализировать влияние противодавления (разрежения) в топке на коэффициент эжекции. Для горелок, работающих на низком давлении газа, без подогрева газа и воздуха наличие противодавления (разрежения) в топке сильно сказывается на величине коэффициента эжекции. Так, при изменении значения $\Delta p_{топ}$ в пределах ± 10 Па коэффициент эжекции изменяется на 25. . 30%. При наличии постоянного противодавления (разрежения) в топке, при изменении давления газа $\Delta p_{газ}$ будет изменяться коэффициент эжекции. При величине $\Delta p_{топ}=10$Па$=$const и увеличении давления газа $\Delta p_{газ}$

от 100 до 1000 Па коэффициент эжекции уменьшается примерно в 2 раза.

Для горелок среднего давления величина $\Delta p_{\text{топ}}$ также сказывается на значении u. Например, при изменении величины $\Delta p_{\text{топ}}$ от -20 до $+20$ Па коэффициент u уменьшается примерно на 7%, а при $\Delta p_{\text{топ}}=-15$ Па=const увеличение давления газа от 5 до 50 кПа приводит к уменьшению коэффициента u примерно на 15%. Таким образом, эжекционные горелки не обладают саморегулируемостью, т. е. их эжекционная способность зависит не только от конструктивных качеств, но и от режимов работы горелки и топки.

Эжекционная способность горелки изменяется: с изменением коэффициентов потерь k, k_1, k_2 в зависимости от режима работы горелки; при условии, если между топочной камерой и зоной всасывания воздуха существует постоянный или переменный перепад давления (противодавление или разрежение в топке); при работе горелки на среднем давлении газа; с изменением температур подогрева воздуха или газа (так как при этом изменяется относительная плотность газа); с изменением свойств газа. Вместе с тем часто с допустимой для практических целей точностью можно считать, что эжекционные горелки обладают саморегулируемостью в определенном диапазоне изменения нагрузок.

Оптимальный режим работы горелки соответствует оптимальному режиму работы эжекционного смесителя. Подставляя значение $(\varepsilon_F \bar{F})_{\text{опт}}$ из уравнения (17.46) в основное уравнение горелки (17.50), получим зависимость

$$\bar{F}_{1\text{опт}}=\sqrt{\frac{k}{k_1}}\sqrt{1-\frac{k_2}{k}B} \qquad (17.52)$$

Используя уравнение (17.52), можно получить уравнение (17.21) для атмосферных горелок, так как при использовании эжекционного смесителя с малой скоростью эжекции коэффициент $k_2=0$. Преобразуя основное уравнение горелки (17.50) аналогично преобразованию уравнения (17.20) и используя зависимости (17.22) и (17.52), получим расчетное уравнение горелки:

$$A_1x^2-2x+2A_1=0; \qquad (17.53)$$

$$A_1=\frac{k_1(1+u)(1+us)\bar{F}_{1\text{опт}}F_c}{\varepsilon_F F_0}, \qquad (17.54)$$

где A_1 — параметр горелки, определяемый из задания на ее расчет

Если $A_1=1$, то горелка работает в оптимальном режиме. Если из задания на расчет горелки получается, что величина $A_1>1$, то это означает, что горелка не может обеспечить требуемую эжекционную способность. В случае когда величина $A_1<1$, располагаемое давление газа будет больше минимально необходимого. Тогда представляется возможность сохранить заданное давление газа и рассчитать горелку на оптимальный режим, увеличив скорость выхода смеси из кратера горелки. Горелки полного предварительного смешения с туннелями допускают значительные увеличения форсировок без потери устойчивости. Их целесообразно рассчитывать на оптимальный режим, а при $A_1<1$ следует проектировать бо́льшую выходную скорость из кратера горелки. Это приведет к сокращению размеров горелки и к увеличению глубины регулирования

Используя выведенные закономерности, можно рассчитать все основные размеры горелки. Площадь выходного сечения сопла определяют из формул (17.41) и (17.42):

$$F_c=\frac{Q_1\sqrt{\rho_г}}{\varepsilon\mu_c\sqrt{2\Delta p_{\text{газ}}}}, \qquad (17.55)$$

$$\varepsilon=\left(\sqrt{\varepsilon_p}\right)/\varepsilon_F. \qquad (17.56)$$

Значение коэффициента ε выбираем из графика (см. рис. 17.10).

Если скорость истечения из сопла меньше критической, т. е. $v>v_{\text{кр}}=p_{\text{кр}}/p_1$, то устанавливают суживающееся

сопло. Для метана значение $\nu_{кр}=0{,}546$ и соответственно $\Delta p_{газ}^{кр}=86$ кПа.

При условии $\nu<\nu_{кр}$ применяют сопла Лаваля. Критическое (самое узкое) сечение сопла $F_{кр}$ определяют по формулам:

$$F_{кр}=\varepsilon_{кр}F_c; \qquad (17.57)$$

$$\varepsilon_{кр}=e\nu^{\frac{1}{k}}\sqrt{1-\nu^{\frac{k-1}{k}}} \qquad (17.58)$$

$$e=\sqrt{\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{k+1}{k-1}}\frac{2}{R-1}} \qquad (17.59)$$

для $k=1{,}3$ $e=4{,}43$; для $k=1{,}4$ $e=3{,}88$.

Для использования однотипных горелок при сжигании в них газов различных составов и при различных давлениях необходимо знать, каким образом изменяются параметры работы горелки при изменении только одного диаметра сопла, не изменяя самой горелки. Для этого преобразуем основное уравнение горелки (17.50), используя формулу (17.55):

$$C=\frac{2{,}48\,l\,\mu_c}{k+k_1 l\frac{\lambda}{d_1}}=$$

$$=\frac{Q_1(1+u)(1+us)\sqrt{s}}{\sqrt{\varepsilon_p\Delta p_{газ}}}\left(1-\frac{k_2 B}{k+k_1\bar{F}_1^2}\right). \qquad (17.60)$$

Постоянная горелки C зависит от геометрических характеристик $F_г$, F_0 и коэффициентов потерь k, k_1, μ_c. Она не зависит от поперечного сечения сопла F_c. Таким образом, с изменением значения F_c параметры горелки будут изменяться так, чтобы постоянная горелки C оставалась неизменной. Методику конструктивного расчета проследим на примере.

Пример 17.4. Рассчитать эжекционную горелку среднего давления с огнеупорным туннелем (см. рис 17 6) Производительность горелки $Q_1=20$ м^3/ч В горелке сжигается природный газ, имеющий следующие характеристики: $Q_н^c=35\,200$ кДж/м^3, $\rho=0{,}73$ кг/м^3, $V_0=9{,}3$ м^3/м^3. Глубина регулирования $m_3=3$. Коэффициент потерь горелки $k=1{,}2$. Давление газа $\Delta p_{газ}=50$ кПа.

Решение. 1. Определим площадь F_0 и диаметр d_0 выходного отверстия горелки. Принимаем коэффициент избытка воздуха равным $\alpha=1{,}05$, $m_1=1$, $m_2=1{,}25$. Задаемся диаметром отверстия $d_0=80$ мм, тогда по табл. 17 3 получим $W_{пр\,макс}=2{,}8$ м/с.

Фактическая глубина регулирования:

$$W_0=\frac{Q_1(1+\alpha V_0)}{F_0}=$$

$$=\frac{20(1+1{,}05\cdot 9{,}3)}{3600\cdot 50{,}3\cdot 10^{-4}}=11{,}9\text{ м/с};$$

$$m_3=\frac{W_0}{m_1 m_2 W_{пр\,макс}}=\frac{11{,}9}{1\cdot 1{,}25\cdot 2{,}8}=3{,}4.$$

Оставим диаметр отверстия $d_0=80$ мм, размеры туннеля и головки горелки принимаем кратными диаметру отверстия (см. рис 17.6).

2. Рассчитаем величину F_c:

$$F_c=\frac{Q_1\sqrt{\rho_г}}{\varepsilon\mu_c\sqrt{2\Delta p_{газ}}}=$$

$$=\frac{20\sqrt{0{,}73}\cdot 10^4}{3600\cdot 0{,}9\cdot 0{,}965\sqrt{2\cdot 50\,000}}=0{,}174\text{ см}^2;$$

$d_c=4{,}7$ мм [см формулу (17.55); $\varepsilon_p=0{,}965$ (по рис. 17 10) при $k=1{,}3$]

Рассчитаем A_1 по формуле (17.54):

$$u=\frac{\alpha V_0}{s}=\frac{1{,}05\cdot 9{,}3}{0{,}57}=17{,}1;$$

$$B=\frac{u^2 s}{(1+u)(1+us)}=$$

$$=\frac{17{,}1^2\cdot 0{,}57}{(1+17{,}1)(1+17{,}1\cdot 0{,}57)}=0{,}855.$$

Коэффициенты потерь принимаем следующие: $k=1{,}55$, $k=0{,}7$

Тогда

$$\bar{F}_{1опт}=\sqrt{\frac{k}{k_1}}\sqrt{1-\frac{k_2}{k}B}=$$

$$=\sqrt{\frac{1{,}55}{1{,}2}}\sqrt{1-\frac{0{,}7}{1{,}55}0{,}855}=0{,}89.$$

Коэффициент A_1 равен:

$$A_1=\frac{(1+u)(1+us)F_c\bar{F}_{1опт}}{\varepsilon_F F_0}=$$

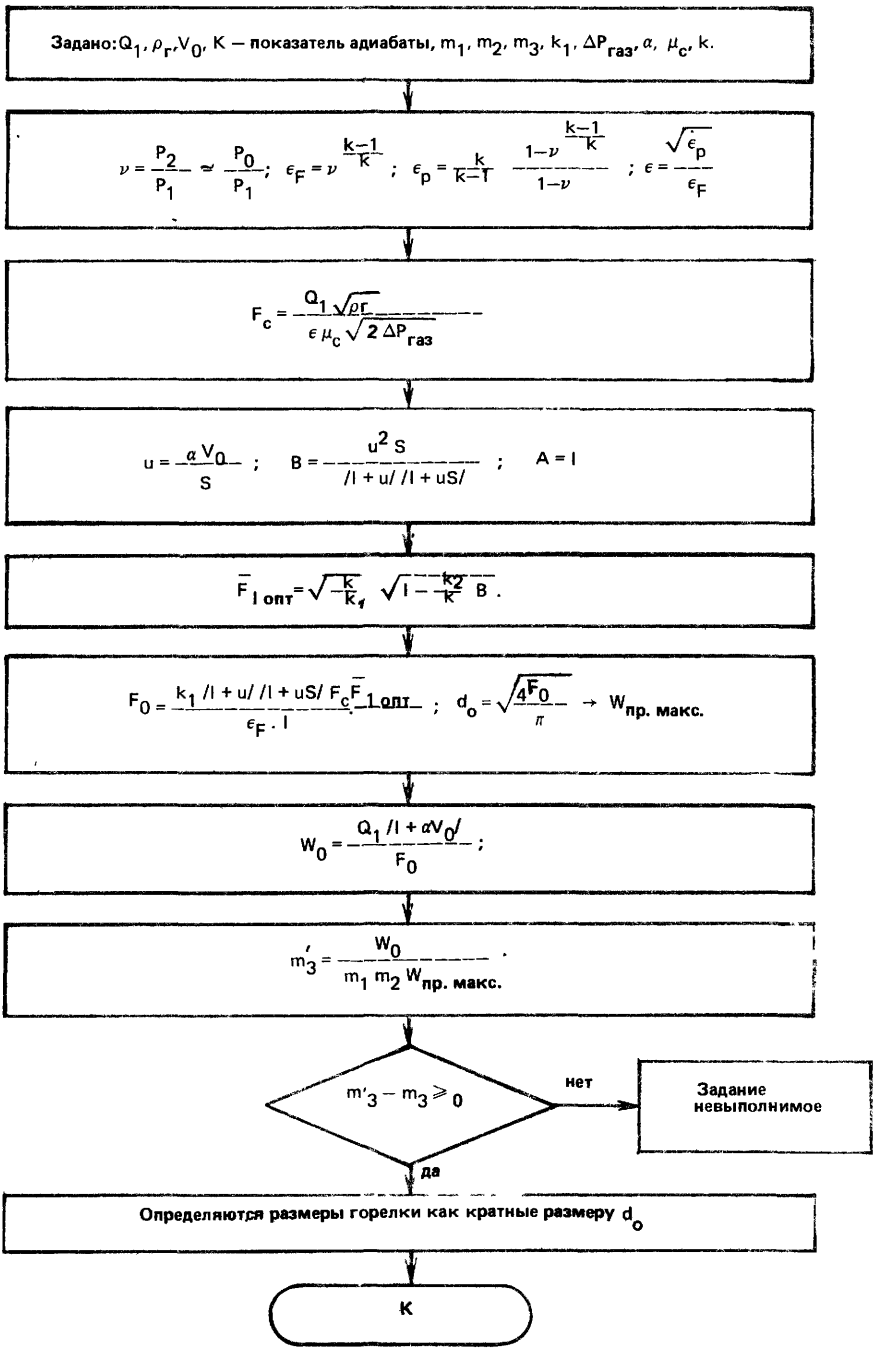
$$=\frac{1{,}2(1+17{,}1)(1+17{,}1\cdot 0{,}57)0{,}176\cdot 0{,}89}{0{,}912\cdot 50{,}3}=0{,}8;$$

$\varepsilon_F=0{,}912$ (по рис. 17.10 при $k=1{,}3$).

4. Так как величина $A_1<1$, следовательно, располагаемое давление газа больше минимально необходимого. Для сокращения размеров горелки и увеличения глубины регулирования пересчитаем диаметр кратера по формуле (17.54), считая режим оптималь-

Алгоритм расчета эжекционной горелки среднего давления

Блок—схема



ным (принимая $A_1=1$):

$$F_0=\frac{1{,}2\,(1+17{,}1)(1+17{,}1\cdot 0{,}57)\,0{,}176\cdot 0{,}89}{0{,}912}=$$

$$=40{,}2\ \text{см}^2, \qquad d_0=71\ \text{мм}.$$

5 Определяем скорость выхода газовоздушной смеси из кратера горелки

$$W_0=\frac{20(1+1{,}05\cdot 9{,}3)}{3600\cdot 40{,}2\cdot 10^4}=14{,}9\ \text{м/с}.$$

Такая скорость не вызывает опасений с точки зрения отрыва пламени. Глубина регулирования

$$m_3=\frac{14{,}9}{1\cdot 1{,}25\cdot 2{,}8}=4{,}26.$$

6 Определим размеры горелки. Диаметр горловины рассчитаем по формуле:

$$d_г=\sqrt{\bar{F}_{1опт}}\,d_0=\sqrt{0{,}89}\cdot 71=67\ \text{мм};$$

$$d_д=1{,}25\,d_0=1{,}25\cdot 71=89\ \text{мм};$$

$$\sqrt{n}=\frac{d_д}{d_г}=\frac{89}{67}=1{,}32$$

Проверим принятое значение k по рис. 17 9 Величина $k=1{,}56$, что соответствует принятому значению. Длина диффузора

$$l_д=8(d_д-d_г)=8(89-67)=176\ \text{мм}.$$

Общая длина эжекционной трубки равна:

$$5{,}25\cdot 67+176=528\ \text{мм}$$

Алгоритм расчета эжекционной горелки среднего давления. Составляем блок-схему для расчета эжекционной горелки среднего давления по методике, изложенной выше. Будем предполагать, что давление газа менее 86 кПа и поэтому режим истечения будет докритический. Коэффициент гидравлического сопротивления головки горелки k_1, включая ее огневую часть, будем считать заданным. При необходимости этот коэффициент можно рассчитать по алгоритму, блок-схема которого приведена в предыдущем параграфе. Горелку рассчитаем на оптимальные условия

17.3. Расчет турбулентных и подовых горелок

Расчет горелок турбулентного смешения с многоструйной подачей газа. Воздушный тракт турбулентных горелок состоит из закручивающего устройства и цилиндрического канала, по которому воздух подают в амбразуру горелки. Газ поступает в канал в виде тонких струй и пересекает движущийся поток воздуха в поперечном направлении. Существуют горелки с периферийной и центральной подачей газа. Первые обеспечивают лучшее смешение газа с воздухом и меньшие потери от химической неполноты горения, вторые проще при изготовлении и ремонте.

Разработанная методика расчета турбулентных горелок со струйной подачей газа позволяет определить следующие элементы горелки и режимные параметры: 1) размеры улитки и цилиндрического канала воздушного потока; 2) необходимое давление воздуха; 3) диаметр, число и расположение отверстий для выхода газа; 4) необходимое давление газа.

Ниже рассмотрен расчет горелок с периферийной подачей газа. Расчет горелок с центральной подачей газа принципиально от него не отличается.

Расчет воздушного тракта. Диаметр канала горелки (рис. 17.11) (амбразуры) определяют по его тепловому напряжению

$$F_0=\frac{Q_{гор}\,Q^c_н}{Q/F}, \qquad (17.61)$$

где F_0 — площадь выходного канала; $Q_{гор}$ — объемная производительность горелки; $Q^c_н$ — теплота сгорания газа, Q/F — тепловое напряжение поперечного сечения выходного отверстия, равное от $35\cdot 10^6$ до $40\cdot 10^6$, Вт/м^2.

Для повышения интенсивности смешения газа с воздухом закручивают воздушный поток, чего достигают устройством улитки или тангенциальным подводом (рис. 17.12). Степень крутки потока характеризуется отношением площади воздухоподводящего патрубка ab к квадрату диаметра выходного отверстия (т. е. отношением ab/D^2_0). Чем меньше величина a и отношение ab/D^2_0, тем больше момент воздушной струи относительно оси горелки, а следовательно, больше закрученность воздушного потока. С увеличением степе-

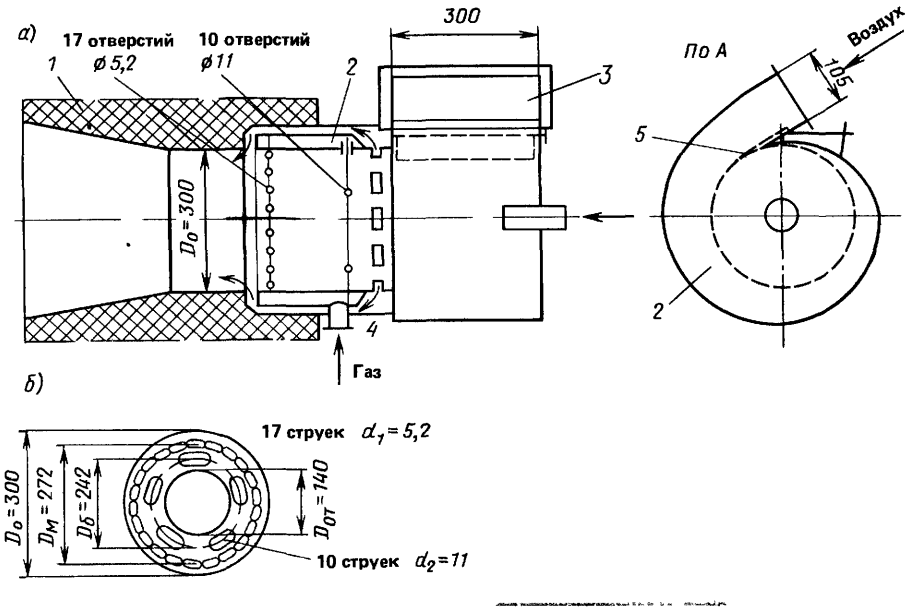


Рис. 17.11. Схема горелки турбулентного смешения с периферийной подачей газа
а – схема горелки, *б* – расположение газовых струек в поперечном сечении воздушного потока после их поворота, *1*— амбразура, *2*— газовый коллектор, *3*— улитка, *4*— канал для подачи охлаждающего воздуха, *5*— воздушный шибер

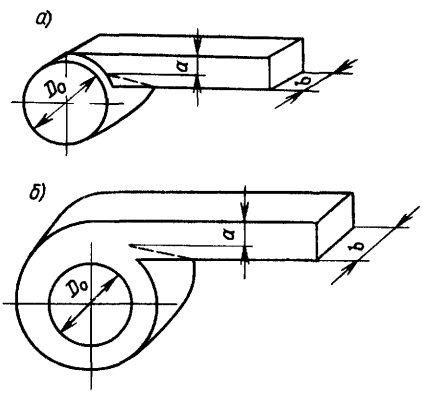


Рис. 17.12. Схема тангенциального и улиточного подвода воздуха
а простой тангенциальный, *b* — улиточный

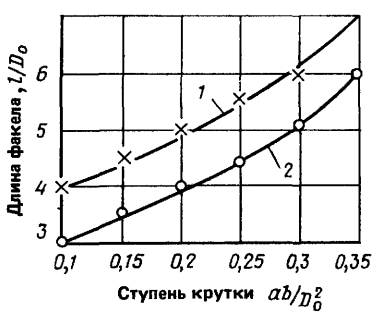


Рис. 17.13. Зависимость длины факела турбулентной горелки с простым тангенциальным подводом воздуха от степени крутки
1,2—при разных расходах газа, α=1,09= =const

ни крутки уменьшается длина факела горелки, что видно из рис. 17.13. Степень крутки ab/D_0^2 задают равной 0,35...0,4. По принятой степени крутки определяют средний угол подъема воздуха $\beta_{ср}$, движущегося по спирали, и площадь поперечного сечения горелки, в которой поток воздуха движется по направлению к топке, так как в центре расположена

зона обратных токов. Ширина рабочей зоны Δ равна:

$$\Delta = \frac{D_0 - D_{от}}{2}, \qquad (17\,62)$$

где D_0 — диаметр выходного отверстия горелки, $D_{от}$ — диаметр зоны обратных токов

Угол подъема $\beta_{ср}$ и диаметр зоны обратных токов при улиточном подводе воздуха и степени крутки 0,35... 0,4 соответственно равны:

$$\beta_{ср} \approx 35°; \; D_{от}/D \approx 0{,}45.$$

Действительную скорость $W_в$ воздушного потока в рабочей зоне, движущегося по спирали, определяют по уравнению

$$W_в = \frac{\alpha V_0 Q_{гор}}{\frac{\pi(D_0^2 - D_{от}^2)}{4} \sin \beta_{ср}} \cdot \frac{T_в}{273}, \qquad (17\,63)$$

где $W_в$ — действительная скорость воздушного потока, движущегося под углом $(90 - \beta_{ср})$ к оси горелки, α — коэффициент избытка воздуха, V_0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для горения, $м^3/м^3$, $T_в$ — температура воздуха, К

Избыточное давление воздуха перед горелкой $\Delta p_{возд}$ определяют по выражению

$$\Delta p_{возд} = \frac{W_в^2}{2}\rho_в + (\zeta - 1)\frac{W_1^2}{2}\rho_в, \qquad (17\,64)$$

где $\rho_в$ — плотность воздуха при температуре $T_в$; W_1 — скорость воздуха во входном патрубке горелки

$$W_1 = \frac{\alpha V_0 Q_{гор}}{ab} \frac{l_в}{273}$$

где a и b — размеры входного патрубка (см рис 17 12), ζ — коэффициент сопротивления горелки по воздуху, отнесенный к динамическому давлению во входном патрубке

Примерное значение коэффициента ζ для улиточного подвода воздуха и степени крутки 0,35 составляет 4,5...5.

Расчет отверстий для выхода газа. Поперечное сечение газового коллектора определяют исходя из скорости газа 15...20 м/с. Диаметр газовых отверстий, их число и давление газа рассчитывают из условия наиболее равномерного распределения струй газа по сечению воздушного потока. При расчете используют формулу Ю. В. Иванова, в которой глубина проникания струй газа в поток воздуха связана с основными параметрами их движения. Глубиной проникания струи газа h в воздушный поток называют расстояние от плоскости выхода струи до ее оси, принявшей направление движения воздушного потока (рис. 17.14). Ее рассчитывают по формуле

$$\frac{h}{d} = k \frac{W_г}{W_в} \sqrt{\frac{\rho_г}{\rho_в}} \sin \alpha, \qquad (17\,65)$$

где h — глубина проникания струи газа, d — диаметр газовых отверстий, $W_г$ — скорость истечения газа, $W_в$ — скорость воздушного потока, $\rho_г, \rho_в$ — плотности газа и воздуха при рабочих условиях, α — угол атаки (угол встречи газового и воздушного потоков), k — опытный коэффициент, зависящий от относительного шага между газовыми отверстиями (δ/d) При относительном шаге δ/d, равном 4, 8, 16, ∞, коэффициент k соответственно будет равен 1,6, 1,7, 1,9, 2,2

У горелок с периферийной и центральной подачей газа струи поступают под прямым углом к потоку воздуха В этом случае уравнение (17 65) принимает следующий вид

$$\frac{h}{d} = k \frac{W_г}{W_в} \sqrt{\frac{\rho_г}{\rho_в}} \qquad (17\,66)$$

Из формулы (17 66) видно, что глубина проникания струи газа прямо пропорциональна диаметру газового отверстия. Если отверстия располагают в общем коллекторе, то скорость истечения газа из них будет одинаковой. В этом случае, считая коэффициент k примерно постоянным, для рядов отверстий с разными диаметрами можно записать следующее соотношение:

$$d_1/d_2 = h_1/h_2$$

(индексы обозначают номер ряда газовых отверстий).

Расчет отверстий для выхода газа из коллектора производят из условий желательного распределения газовых струй в воздушном потоке. Рассмотрим главные принципы, которыми руководствуются при расположении и расчете струй.

Газовые струи в потоке воздуха должны располагаться с зазорами, не пересекаясь и не сливаясь. По сечению

воздушного потока их следует располагать так, чтобы для всех струй было примерно сохранено соответствие между расходом газа в струе и расходом воздуха через зону, примыкающую к струе. Этот принцип в случае прямоточного потока воздуха приводит к равномерному распределению газовых струй по сечению воздушного потока. При закрученном воздушном потоке, который отжимается к периферии, газовые струйки следует располагать в зоне основного расхода воздуха, примыкающей к наружной поверхности воздушного канала. При таком расположении газовых струй в воздушном потоке можно добиться полного сжигания газа при минимальных избытках воздуха.

Получить факел требуемой характеристики (например, короткий несветящийся или вытянутый светящийся) можно путем выбора соответствующей интенсивности образования смеси. Для получения короткого и несветящегося пламени следует принимать меньшие диаметры струй и располагать их дальше от амбразуры, чтобы образование смеси было завершено до выхода потока в топку. Если струи будут больших диаметров при малом их общем числе, а выходные отверстия для струй будут расположены вблизи амбразуры, то процесс смесеобразования переместится в топку и пламя станет вытянутым и светящимся.

Таким образом, степень смешения газа с воздухом до выхода в топку в значительной мере зависит от расстояния между осью газового отверстия и выходным сечением амбразуры. Чем больше это расстояние, тем равномернее поля концентрации газа и воздуха. Так, у горелок, работающих без подогрева газа и воздуха, процесс смешения завершается на расстоянии 30 d газового отверстия $l/d=30$ при соотношении скорости газа и воздуха, равном $W_г/W_в=5$, и на расстоянии 50 диаметров: $l/d=50$ при $W_г/W_в=10$. Для того чтобы до выхода в топку газовые струйки большого диаметра смешались с воздухом так же, как и

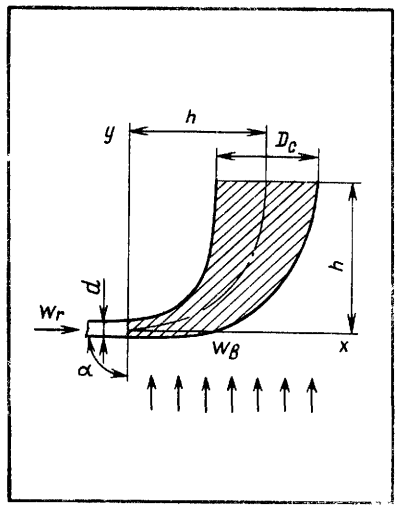


Рис. 17.14. Схема развития струи под углом к потоку воздуха
h — глубина проникания струи, d — диаметр устья, D_c — диаметр струи в потоке, измеренный на расстоянии h от устья струи, α — угол атаки, $w_в$ — средняя скорость воздуха, w_c — скорость в устье струи

струйки малого диаметра, следует выбирать расстояния от осей газовых отверстий до топки пропорционально диаметрам отверстий.

Диаметр струи, принявшей направление движения воздуха, будет следующий:

$$D_{стр}=0{,}75h, \qquad (17.67)$$

где $D_{стр}$ — диаметр струи на расстоянии h от отверстия

Требуемое распределение струй в воздушном потоке можно получить в результате расчета отверстий в коллекторе для выхода газа (диаметр, шаг, число рядов, расположение рядов) и скорости газовых струй. Методику расчета отверстий для выхода газовых струй и необходимого давления газа проследим на примере горелки круглого сечения с закрученным потоком воздуха. Отверстия в коллекторе обычно располагают в два ряда. Диаметр первого ряда отверстий, считая по направлению движения воздуха, должен быть больше диаметра второго ряда. При таком расположении отверстий их диаметры можно рассчитать так, чтобы

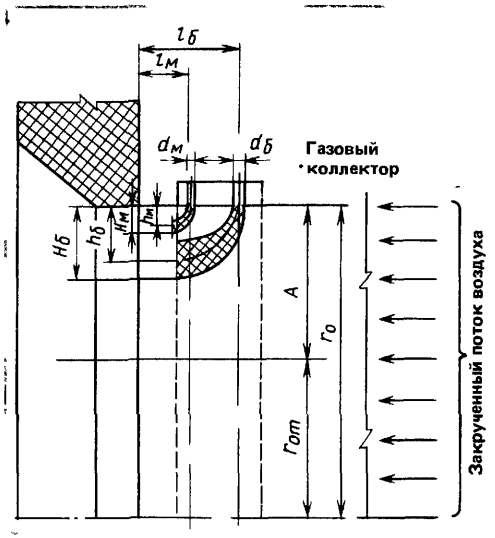


Рис. 17.15. Схема расположения струй в круглой горелке с закрученным потоком воздуха

струи не пересекались и равномерно располагались в зоне основного расхода воздушного потока (рис. 17.15). Закрученный поток воздуха имеет зону обратных токов, в которой газовые струи располагать нельзя. Радиус зоны обратных токов $r_{от}$ примерно равен $r_{от} \approx 0{,}5r_o$ (r_o — радиус воздушного канала). Таким образом, ширина кольцевой зоны, в которой движется воздушный поток, равна: $A = r_o - r_{от} \approx 0{,}5r_o$. В этой зоне основная масса оттеснена к периферии, поэтому газовые струи следует располагать в области кольцевой зоны, примыкающей к наружной поверхности воздушного канала и имеющей ширину, равную примерно 0,5 A.

Обозначим глубину проникания газовой струи в воздушный поток по наружному контуру H, тогда с учетом соотношения (17.67) получим

$$H = h + 0{,}5D_c = 1{,}375h.$$

В дальнейшем параметры, относящиеся к струйкам большого диаметра, обозначим индексом $б$, а относящиеся к меньшим струйкам — $м$. Из условий, чтобы струйки располагались с зазором и не сливались, можно написать следующие соотношения, непосредственно вытекающие из (17.15):

$$H_б = 0{,}5A\ ;\ h_б = 0{,}5A/1{,}375 = 0{,}36A\ ;$$

$$H_м = 0{,}8(H_б - D_c) = 0{,}8(1{,}375h_0 - $$

$$- 0{,}75h_б) = 0{,}18A;\quad h_м = 0{,}13A. \tag{17.68}$$

Здесь приведены средние значения дальнобойностей газовых струй; изменяя их в ту или иную сторону, можно в известной мере управлять интенсивностью смесеобразования. Через струи большего диаметра подают 70 %, а через струи меньшего диаметра — 30 % расхода газа.

Число отверстий в одном ряду в газовом коллекторе определяют из условий неслияния струй в воздушном потоке после их поворота по направлению движения сносящего потока. Диаметр струи после поворота в прямой поток воздуха равен 0,75 h, а в закрученный поток с углом подъема β — $0{,}75h/\sin\beta$. Максимальный шаг t должен быть больше этого диаметра, т. е.

$$t > \frac{0{,}75h}{\sin\beta}.$$

Если среднее значение угла подъема принять равным $\beta = 30°$, тогда $t_{мин} = 1{,}5\ h$. Приняв определенное значение шага в долях глубины проникания струи $t = ah$, можно определить число газовых струй

$$n = \frac{\pi(D_0 - 2h)}{t}, \tag{17.69}$$

где $\pi(D_o - 2h)$ — длина окружности, по которой располагаются центры газовых струй после поворота в воздушном потоке

По формуле (17.69) вначале рассчитывают большие отверстия. Если суммарная площадь выходных отверстий составляет F, то площадь больших отверстий равна $0{,}7F$. Выразим эту площадь через число и диаметр отверстий:

$$0{,}7F = n_б \frac{\pi d_б}{4}. \tag{17.70}$$

Суммарную площадь найдем по формуле (17.41)

$$F=\frac{\varepsilon_F Q_{\text{гор}}}{W_{\text{г}}}. \qquad (17.71)$$

Подставляя это выражение в уравнение (17.70) и решая его относительно $W_{\text{г}}$, получим:

$$W_{\text{г}}=0{,}9\,\frac{\varepsilon_F Q_{\text{гор}}}{n_{\text{б}} d_{\text{б}}^2}. \qquad (17.72)$$

Если из уравнений (17.66) и (17.72) исключить значение $W_{\text{г}}$, то получим следующее выражение для расчета:

$$d_{\text{б}}=0{,}9\,k\,\frac{\varepsilon_F Q_{\text{гор}}}{n_{\text{б}} h_{\text{б}} W_{\text{в}}}\sqrt{\frac{\rho_{\text{г}}}{\rho_{\text{в}}}}. \qquad (17.73)$$

Из уравнения (17.73) определяют величину $d_{\text{б}}$, предварительно задавшись ε_F. После определения $d_{\text{б}}$ находят $W_{\text{г}}$ и F по формулам (17.71) и (17.72). Мéньшие отверстия рассчитывают в такой последовательности: из формулы (17.66) определяют $d_{\text{м}}$ и по суммарной площади меньших отверстий $F_{\text{м}}=0{,}3\,F$ находят их число; по формуле (17.69) рассчитывают шаг отверстий и проверяют полученное значение из условий неслияния газовых струй.

Давление газа в коллекторе вычисляют по формуле (17.43)

$$\Delta p_{\text{газ}}=\frac{1}{\varepsilon_{\text{р}}\mu^2}\,\frac{W_{\text{газ}}^2}{2}\,\rho_{\text{г}}, \qquad (17.74)$$

где $\varepsilon_{\text{р}}$ — коэффициент, учитывающий расширение газа при истечении из отверстий; μ — коэффициент расхода газовых отверстий.

Для отверстий, просверленных непосредственно в коллекторе, в зависимости от отношения толщины стенки трубы к диаметру данного отверстия коэффициент μ составляет 0,65...0,7. После определения давления газа проверяют значения ε_F и $\varepsilon_{\text{р}}$ (см. рис. 17.10) и при необходимости корректируют расчет.

Пример 17.5. Рассчитать горелку турбулентного смешения с периферийной подачей газа. Схема горелки производительностью $Q_{\text{гор}}=300$ м^3/ч показана на рис. 17.11. Характеристика сжигаемого газа: $Q_{\text{н}}^{\text{с}}=35\,600$ кДж/м^3, $V_0=9{,}5$ м^3/м^3, $\rho_{\text{г}}=0{,}73$ кг/м^3, коэффициент избытка воздуха $\alpha=1{,}1$.

Решение. 1. Принимаем улиточный подвод воздуха. Определяем размеры выходного отверстия горелки и улитки по формуле (17.61):

$$F_0=\frac{300\cdot 35\,600\cdot 10^3}{3600\cdot 35\cdot 10^6}=0{,}085\text{ м}^2,\quad D_0=330\text{ мм}.$$

Тепловое напряжение поперечного сечения горелки

$$Q/F=35\cdot 10^6\text{ Вт/м}^2.$$

Принимаем диаметр $D_0=300$ мм. Размеры улитки при степени крутки 0,35 следующие:

$$b=D_{\text{с}}=300\text{ мм};$$

$$\frac{ab}{D_0^2}=\frac{a}{D_0}=0{,}35;\quad a=0{,}35\cdot 300=105\text{ мм}.$$

2. Определяем ширину рабочей зоны и действительную скорость воздуха при выходе из улитки. Диаметр зоны обратных токов при степени крутки 0,35 равен: $D_{\text{от}}\approx 0{,}45\times D_0=0{,}45\cdot 300=140$ мм.

Ширина рабочей зоны равна:

$$\Delta=\frac{300-140}{2}=80\text{ мм}.$$

Средний угол спирального подъема воздуха

$$\beta_{\text{ср}}=35\,^\circ;\ \sin\beta_{\text{ср}}=0{,}574.$$

Рассчитываем действительную скорость воздуха при выходе из улитки (17.63)

$$W_{\text{в}}=\frac{1{,}1\cdot 9{,}5\cdot 300}{\dfrac{3600\cdot 3{,}14\,(0{,}3^2-0{,}14^2)}{4}\,0{,}574}=28\text{ м/с}.$$

Воздух не подогревают, поэтому $T_{\text{в}}/273=1$.

3. Определяем необходимое давление воздуха перед горелкой. Скорость воздуха во входном патрубке

$$W_1=\frac{1{,}1\cdot 9{,}5\cdot 300}{3600\cdot 0{,}105\cdot 0{,}3}=27{,}7\text{ м/с}.$$

Коэффициент сопротивления принимаем равным: $\zeta=4{,}7$, тогда по формуле (17.64)

$$\Delta p_{\text{в}}\,\frac{29{,}1^2}{2}\,1{,}29+(4{,}7-1)\,\frac{27{,}7^2}{2}\,1{,}29=2400\text{ Па}$$

4. Определяем поперечное сечение газового коллектора

$$F_{\text{к}}=\frac{300}{3600\cdot 15}=0{,}00556\text{ м}^2,$$

где скорость составляет 15 м/с.

5. По формулам (17.68) определяем глубину проникания газовых струй в закрученный поток воздуха. Величину A принимаем

Алгоритм расчета горелки турбулентного смешения с улиточным закручивателем воздуха и периферийной подачей газовых струй

Задано: $Q_{гор}$, V_o, $\rho_г$, α, $Q_н^c$, $T_в$, k – показатель адиабаты.

Задаемся $\frac{Q}{F} = 35 \cdot 10^6 \ldots 40 \cdot 10^6$ Вт/м^2 и соотношениями размеров улитки:

$b = \frac{D_o}{}$; $\frac{ab}{D_o^2} = \frac{a}{D_o} = 0{,}35 \ldots 0{,}4$. $D_{от} \approx 0{,}45\ D_o$; $\xi = 4{,}5 \ldots 5$; $\beta_{ср} \approx 35^o$.

$F_o = \frac{Q_{гор}\ Q_н^c}{Q/F}$; $d_o = \sqrt{\frac{4F_o}{\pi}}$ округляем d_o до стандартного размера. Определяем b, a, $D_{от}$.

$$W_в = \frac{\alpha\ V_o\ Q_{гор}}{\frac{\pi}{4}\left(D_o^2 - D_{от}^2\right) \sin \beta_{ср}} \cdot \frac{T_в}{273}$$

$$W_1 = \frac{\alpha\ V_o\ Q_{гор}\ T_в}{ab\ 273}; \quad \Delta p_{возд} = \frac{w_в^2}{2} \rho_в + (\xi - 1) \frac{w_1^2}{2} \rho_в$$

Принимаем два ряда газовых отверстий. Рассчитываем $A = 0{,}55\ r_o$; $h_б = 0{,}36\ A$; $h_м = 0{,}13\ A$.

Рассчитываем большие отверстия. Задаемся величиной $a = 2 \ldots 2{,}5$. $t_б = a h_б$ $n_б = \frac{\pi / D_o - 2h_б}{t_б}$

округляем $n_б$ до целого большего значения

$$d_б Q = 0{,}9\ k \frac{\epsilon_F\ Q_{гор}}{n_б\ h_б\ w_в} \sqrt{\frac{\rho_г}{\rho_в}}, \quad k_б = 1{,}6 \ldots 2{,}0 \text{ задаамся.} \quad \epsilon'_F - \text{задаемся.}$$

ϵ'_F; ϵ'_p

$$W_г = 0.9 \frac{\epsilon_F\ Q_{гор}}{n_б\ d_б^2}; \quad \Delta p_{газ} = \frac{1}{\epsilon_p\ \mu^2} \frac{W_{газ}^2}{2} \rho_г \quad \epsilon_p \text{ и } \mu \text{ задаемся;}$$

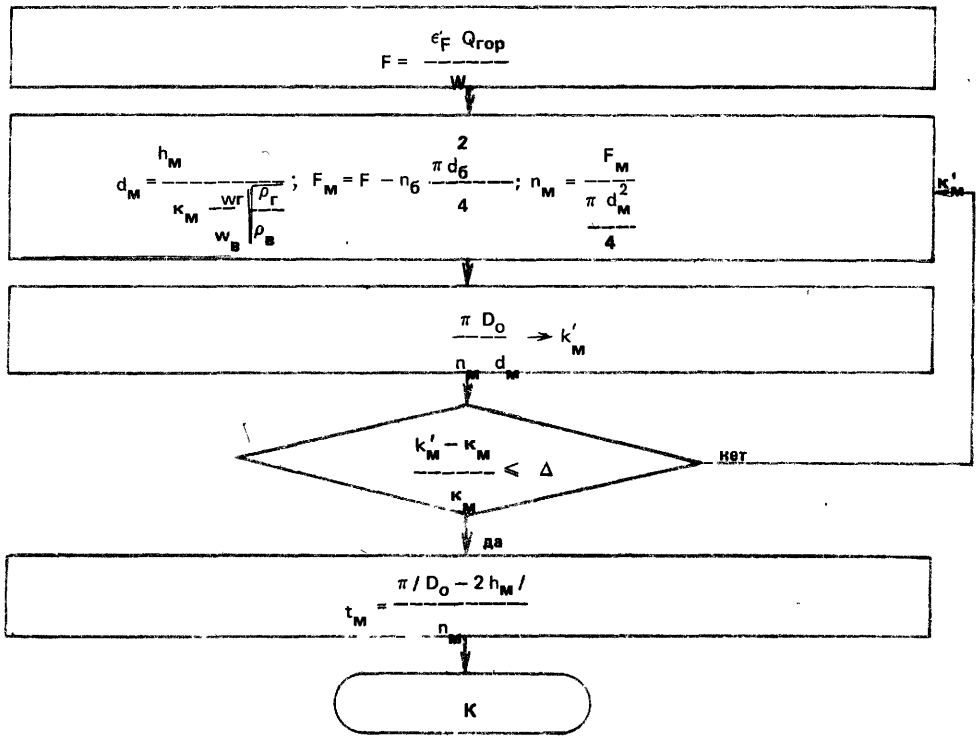
ϵ'_p

$$\nu = \frac{p_o}{p_{газ}}; \quad \epsilon'_F = \nu \frac{k-1}{k}; \quad \epsilon'_p = \frac{k}{k-1} \frac{1 - \nu^{\frac{k-1}{k}}}{1 - \nu} \nu; \quad \frac{\pi}{n_б} \frac{D_o}{d_б} \rightarrow k'_б$$

$$\frac{\epsilon'_F - \epsilon_F}{\epsilon_F} \leqslant \Delta; \quad \frac{\epsilon'_p - \epsilon_p}{\epsilon_p} \leqslant \Delta; \quad \frac{k'_б - k_б}{k_б} \leqslant \Delta$$

нет

да



равной толщине кольцевой зоны, где нет обратных токов:

$$A=0{,}55r_0=0{,}55\cdot 150=82 \text{ мм};$$
$$h_б=0{,}36A=0{,}36\cdot 82=29 \text{ мм};$$
$$h_м=0{,}13A=0{,}13\cdot 82=11 \text{ мм}.$$

6. Принимаем шаг бо́льших отверстий:

$$t_б=2{,}5\cdot 29=73 \text{ мм}.$$

Определяем число бо́льших отверстий по формуле (17.69):

$$n_б \frac{3{,}14\,(300-2\cdot 29)}{73}=$$

$=10{,}4$ принимаем 10 отверстий.

7. Вычисляем диаметр бо́льших отверстий по формуле (17.73)

$$d_б=0{,}9\cdot 1{,}7\,\frac{0{,}98\cdot 300\cdot 1000}{3600\cdot 10\cdot 29\cdot 28}\sqrt{\frac{0{,}73}{1{,}29}}=$$
$$=0{,}011 \text{ мм}=11 \text{ мм},$$

принимаем $k=1{,}7$ а $\varepsilon_F=0{,}98$.

Относительный шаг отверстий равен:

$$\frac{3{,}14\cdot 300}{10\cdot 11}=8{,}6\cdot$$

Этому значению относительного шага отвечает величина $k=1{,}7$, поэтому пересчетов не производим.

8. Рассчитываем скорость выхода газа из отверстий горелки по формуле (17.72)

$$W_г=0{,}9\,\frac{0{,}98\cdot 300}{3600\cdot 10\cdot 0{,}011^2}=61 \text{ м/с}.$$

9. Определяем суммарную площадь выходных отверстий по формуле (17.71)

$$F=\frac{0{,}98\cdot 300}{3600\cdot 61}=0{,}00134 \text{ м}^2=13{,}4 \text{ см}^2.$$

10. Рассчитываем меньшие отверстия:

$$\frac{h_м}{d_м}=1{,}7\,\frac{61}{28}\sqrt{\frac{0{,}73}{1{,}29}}=28;\ d_м=\frac{11}{2{,}8}=4 \text{ мм};$$

$$F_м = 13{,}4 - 10\,\frac{3{,}14\cdot 1{,}1^2}{4} = 3{,}8 \text{ см};$$

$$\frac{3{,}8}{\frac{3{,}14\cdot 4^2}{4}} = 30.$$

Принимаем 30 отверстий:

$$t_м = \frac{3{,}14(300 - 2\cdot 11)}{30} = 29 \text{ мм};$$

29/11=2,6, следовательно, малые струи газа также сливаться не будут.

11. Определяем необходимое давление газа в коллекторе по формуле (17.74)

$$\Delta p_{газ} = \frac{1}{0{,}98\cdot 0{,}65^2}\,\frac{61^2}{2}\,0{,}73 = 3200 \text{ Па}.$$

Здесь принято $\varepsilon_р$=0,98; μ=0,65.

Расчет подовых горелок. Подовая горелка состоит из двух элементов: стальной бесшовной трубы (коллектора) с просверленными в ней отверстиями для выхода газа и огневой части (рис. 17.16). Последняя представляет собой щель, выложенную из огнеупорного кирпича и располагаемую над трубой горелки. Расчетом определяют: а) размеры коллектора и огневой части; б) диаметр выходных отверстий, их число и расположение на коллекторе; в) необходимое давление газа перед горелкой.

Число горелок принимают равным числу топочных дверок (обычно 1...3). Если горелки располагают в поперечном направлении относительно топки, в этом случае их вводят через боковую стенку котла. Диаметр коллектора составляет 40...200 мм, скорость движения газа принимают до 20 м/с. Для обеспечения равномерной высоты пламени рекомендуется принимать поперечное сечение трубы в 1,5...2,5 раза больше суммарного сечения выходных отверстий.

Ширину огнеупорной части горелки определяют по скорости движения воздуха в узком сечении щели. Скорость воздуха принимают 2,5... 8 м/с. Меньшую величину выбирают для топок, работающих за счет тяги (без дутья); она должна соответствовать разрежению в топке. Минимальное разрежение для топок чугунных отопительных котлов составляет 8 Па. Для производственно-отопительных котлов разрежение в топке равно 20...30 Па.

Скорость воздуха в узком сечении щели $W_в$ при работе топки без дутья рассчитывают по формуле

$$W_в = \mu_в \sqrt{2\Delta p_т / \rho_в}\,, \qquad (17.75)$$

где $\mu_в$ — коэффициент расхода, который учитывает все гидравлические сопротивления на пути движения воздуха; его принимают равным $\mu_в$=0,7; $\Delta p_т$ — разрежение в топке; $\rho_в$ — плотность воздуха при рабочих условиях.

Ширина щели равна:

$$a = \frac{\alpha V_0 Q_{гор}}{W_в l}\,\frac{T_в}{273} + d_н, \qquad (17.76)$$

где a — ширина щели (между огнеупорными стенками); α — коэффициент избытка воздуха; V_0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для горения, м^3/м^3; $T_в$ — температура воздуха, К; l — длина коллектора; $d_н$ — наружный диаметр коллектора.

Для определения величины a предварительно следует задать длину коллектора, которую ориентировочно находят по тепловой нагрузке на 1 м горелки $q_к$, т. е.

$$l = \frac{Q_{гор} Q_н^с}{N q_к}, \qquad (17.77)$$

где N — число горелок; $q_к$ составляет: для отопительных котлов $q_к$=230...460 кВт/м; для котлов малой производительности с высотой топки до 3 м $q_к$=1150...1750 кВт/м; для котлов средней производительности с высотой топки более 3 м $q_к$=2300...3500 кВт/м.

Длину коллектора принимают на 100...600 мм меньше длины колосниковой решетки, а расстояние между горелками составляет 500...1200 мм. В соответствии с полученной шириной щели определяют глубину проникания струи h и диаметр отверстий d_0. Диаметр струи $D_с$, принявшей направление потока воздуха на расстоянии h от отверстий, определяют соотношением

$$D_с = 0{,}75h.$$

Для повышения стабильности горения глубину проникания струи принимают немного больше ширины щели и определяют по следующему соотношению. Если глубину проникания

принять равной ширине, она будет составлять

$$h=\frac{1}{1{,}375}\,\frac{a-d_{н}}{2}=0{,}73\,\frac{a-d_{н}}{2},\qquad(17.78)$$

ее же принимают равной:

$$h=(0{,}85\ldots 0{,}9)\,\frac{a-d_{н}}{2}\approx 0{,}45\,(a-d_{н}).\qquad(17.79)$$

Диаметр отверстий для выхода газа рассчитывают по формуле (17.65). Отношение скоростей газа и воздуха рекомендуется принимать $W_{г}/W_{в}=10\ldots15$, что соответствует скоростям газа 30...80 м/с. Большее отношение выбирают при работе котла без дутья.

Шаг между огневыми отверстиями δ принимают равным:

$$\delta=0{,}75\,h+(2\ldots5)\text{ мм}.$$

Для чугунных котлов целесообразнее принимать диаметр отверстий 1,3...2 мм с шагом 13...20 мм, а для производственных котлов величина $d_{0}=2\ldots4$ мм, а $\delta=20\ldots30$ мм. Отверстия располагают на трубе горелки в два ряда в шахматном порядке.

Длина коллектора составляет

$$l=\frac{(n+1)\,\delta}{2},\qquad(17.80)$$

где n — число выходных отверстий.

Длину огневой щели, учитывая возможное тепловое расширение, принимают на 30...50 мм больше длины коллектора. Полученная длина коллектора l должна отличаться от предварительно принятой не более чем на 10 %. В противном случае следует произвести пересчет.

Необходимое давление газа перед задвижкой горелки определяют по формуле

$$\Delta p_{газ}=\left[\frac{1}{\mu_{0}^{2}}+\Sigma\zeta\left(\frac{F_{0}}{F_{к}}\right)^{2}\right]\frac{W_{г}^{2}}{2}\,\rho_{газ},\qquad(17.81)$$

где μ_{0} — коэффициент расхода отверстий горелки, равный 0,7...0,6; $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов гидравлических сопротивлений горелки (местных и линейных) от задвижки (включая последнюю) до выходных отверстий (коэффициент ζ отнесен к динамическому давлению газа в коллекторе горелки); F_{0} — суммарная площадь выходных отверстий; $\rho_{газ}$ — плотность газа.

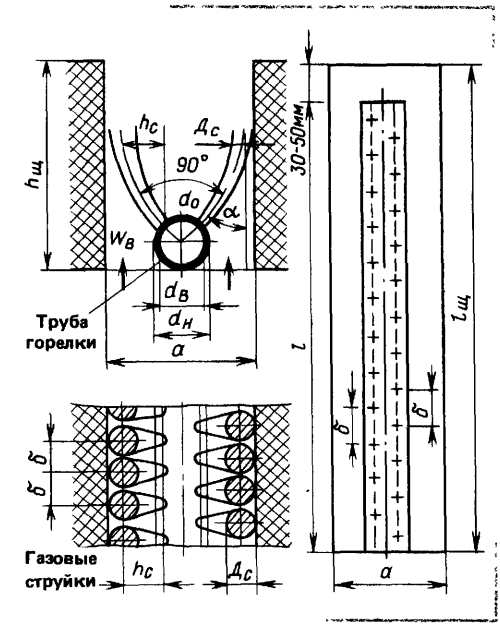


Рис. 17.16. Схема расположения газовых струек у подовых горелок $h_{щ}$ — высота щели, a — ширина щели; $l_{щ}$ — длина щели

Для чугунных отопительных котлов рекомендуется давление газа 800... 1100 Па, а для производственных котлов — 5000...10 000 Па.

Пример 17.6. Рассчитать подовую горелку для чугунного котла с поверхностью нагрева $H=34$ м^{2}, переводимого на природный газ. Производительность котла 400 кВт. Размер колосниковой решетки 1592×815 мм. Характеристики сжигаемого газа: $Q_{н}^{с}=35\,600$ кДж/м^{3}; $V_{0}=9{,}5$ м^{3}/м^{3}; $\rho_{газ}=0{,}73$ кг/м^{3}; КПД котла — 0,85.

Решение. 1. Принимаем одну подовую горелку. Расход газа на горелку равен:

$$Q_{гор}=\frac{3600\cdot400}{0{,}85\cdot35\,600}=47{,}5\text{ м}^{3}/\text{ч}.$$

2. Для коллектора горелки выбираем цельнотянутую трубку с наружным диаметром 40 мм и толщиной стенки 4 мм. Скорость газа в трубе составит:

$$W_{к}=\frac{47{,}5}{3600\cdot0{,}00081}=16{,}3\text{ м/с}$$

Площадь живого сечения трубы равна 0,00081 м^{2}.

3. Определим скорость воздуха в узком сечении щели по формуле (17.75); предпола-

гая, что котел работает без дутья, разрежение в топке составляет 8 Па:

$$W_в = 0{,}7\sqrt{\frac{2\cdot 8}{1{,}29}} = 2{,}45 \text{ м/с};$$

при $\mu_в = 0{,}7$, $\rho_в = 1{,}29$ кг/м^3.

4. Определим ориентировочную длину коллектора, принимая $q_к = 350$ кВт/м (17.76):

$$l = \frac{47{,}5\cdot 35\,600}{3600\cdot 350} = 1{,}35 \text{ м}.$$

5. Определим ширину щели a. Коэффициент избытка воздуха принимаем $\alpha = 1{,}2$, а $T_в/273 = 1$:

$$a = \frac{1{,}2\cdot 9{,}5\cdot 47{,}5}{3600\cdot 2{,}45\cdot 1{,}35} + 0{,}04 = 0{,}086 \text{ м}.$$

Принимаем ширину щели 86 мм

6. Определим проникание струи в глубь воздушного потока (17 79):

$$h = 0{,}45(86 - 40) = 20{,}5 \text{ мм}.$$

7. Рассчитаем диаметр выходных отверстий по формуле (17.65), приняв угол раскрытия 90°, тогда угол атаки α равен 45°, sin 45° = = 0,707. Отношение скоростей принимаем $W_1/W_в = 11$, а коэффициент $k = 1{,}7$.

$$d_0 = \frac{1}{1{,}7}\frac{1}{11}\sqrt{\frac{1{,}29}{0{,}73}\cdot\frac{1}{0{,}707}}\,20{,}5 = 2{,}05 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_0 = 2{,}1$ мм.

Шаг отверстий δ равен:

$$\delta = 0{,}75\cdot 20{,}5 + 3 = 18{,}4 \text{ мм}.$$

Отсюда принимаем $\delta = 19$ мм

8. Определим число отверстий в коллекторе. Расход газа через одно отверстие равен:

$$q_1 = \frac{3{,}14\cdot 2{,}1^2}{4\cdot 10^6}\,27\cdot 3600 = 0{,}34 \text{ м}^3/\text{ч},$$

здесь скорость газа

$W_г = 11\cdot 2{,}45 = 27$ м/с;

число отверстий

$$n = \frac{47{,}5}{0{,}34} = 140 \text{ шт}.$$

9. Проверим длину коллектора

$$l = \frac{(140+1)19}{2} = 1340 \text{ мм}.$$

Эта величина практически не отличается от принятой ранее 1330 мм. Длину щели принимаем $l_щ = 1340 + 30 = 1370$ мм Этот размер меньше длины колосниковой решетки на 1592 — — 1370 = 222 мм, что допустимо

10 Определим необходимое давление газа перед задвижкой горелки (17 81):

$$\Delta p_{газ} = \left[\frac{1}{0{,}65^2} + 2{,}5\left(\frac{480}{810}\right)^2\right]\frac{27^2}{2}\,0{,}73 = 870 \text{ Па};$$

$$F = 0{,}785\cdot 140\cdot 2{,}1^2 = 480 \text{ мм}^2.$$

Здесь коэффициент расхода выходных отверстий $\mu_0 = 0{,}65$, а сумма коэффициентов гидравлических сопротивлений на пути движения газа через задвижку горелки и до отверстий $\Sigma\zeta = 2{,}5$.

Глава 18.
Газооборудование отопительных котлов и промышленных печей строительной индустрии

18.1. Выбор газогорелочных устройств и их установка на отопительных котлах

В качестве источников теплоты для системы теплоснабжения используют водогрейные и паровые котлы, значительная часть которых работает на газообразном топливе. Газооборудование таких котлов будет рассмотрено ниже. Конструкции котлов, сжигание в них других топлив, котельные и теплогенерирующие установки составляют предмет другого курса. Для теплоснабжения в основном используют водогрейные котлы с температурой горячей воды 95, 115 и 150 °С. Применяются также и паровые котлы в основном низкого давления: 0,9... 1,4 МПа (энергетические котлы ТЭЦ здесь не рассматриваются).

Небольшие водогрейные котлы, используемые для отопления отдельных зданий или групп зданий в децентрализованных системах теплоснабжения, в основном выпускают в виде чугунных секционных котлов, предназначенных для приготовления горячей воды. Максимальная температура воды 115 °С, максимальное статическое давление 0,6 МПа. Некоторые конструкции таких котлов оборудуют паросборниками и используют для приготовления пара низкого давления до 0,07 МПа (изб.). Децентрализованные системы теплоснабжения для городов являются неперспективными, но могут еще длительное время сохраниться в сельской местности и небольших населенных пунктах. Учитывая область применения, чугунные котлы выпускают с ориентацией на использование сортированного твердого топлива, сжигаемого на колосниковой решетке. Котлы выпускают трех модификаций: КЧ-1 (с поверхностью нагрева 8,4...14,2 $м^2$), КЧ-2 (15,2... 46,2 $м^2$), КЧ-3 (36,8...81 $м^2$). При наличии газообразного топлива их переоборудуют для сжигания газа. При выборе горелок для таких котлов необходимо исходить из их конструктивных особенностей, включая конструкцию топочных устройств, материала котельных стенок, условий установки и эксплуатации. Таким образом, выбор газогорелочных устройств подчинен заданным условиям работы. Только малые чугунные котлы ВНИИСТО-Мч оборудуют на заводе колосниковой решеткой или специально спроектированными газогорелочными устройствами.

При переводе чугунных секционных котлов на природный газ необходимо учитывать следующие особенности:

1) газогорелочные устройства должны обеспечить достаточно равномерное поле температур в топке, исключающее локальные перегревы чугунных секций. Факел должен возможно равномернее заполнять топку, не ударяясь о поверхности нагрева котла;

2) газогорелочное устройство в компоновке с топкой должно обеспечивать сжигание газа с минимальными избытками воздуха (α=1,1... 1,3) при практическом отсутствии химической неполноты горения ($q_3 \leqslant$ $\leqslant$0,05%); КПД котла должен составлять 75...85%;

3) тепловое напряжение поверхности нагрева котла (теплосъем) следует принимать таким, чтобы не возникало локальных перегревов стенок котла и не создавались условия для повышения концентраций образующихся оксидов азота. Обычно теплосъем принимают в пределах 12... 14 $кВт/м^2$;

4) горелка должна устойчиво работать в заданном диапазоне изменения нагрузки котла;

5) на работу эжекционных и подовых горелок существенное влияние оказывает разрежение в топке и особенно изменение разрежения при работе котла. При выборе горелки этот фактор следует учитывать;

6) на выбор горелки оказывают влияние: давление газа (низкое или среднее), мощность котла, шум, создаваемый горелкой, наличие автоматики регулирования, возможности размещения горелок в котельной и их удобное обслуживание;

7) число устанавливаемых горелок в основном определяется их типом и мощностью котла. Число горелок, их расположение и организуемый процесс горения целесообразно принимать такими, чтоб обеспечить наибольшую полноту заполнения топки пламенем, исключить застойные зоны, получить равномерные и пониженные поля температур в топке при минимальных избытках воздуха. Последнего можно в значительной степени добиться путем увеличения лучистого потока от пламени. При таких условиях будут исключены локальные перегревы стенок котла и понижена концентрация NO_x в продуктах горения.

При переводе чугунных секционных котлов на газообразное топливо используют два принципиально от-

личных решения: 1) горелки располагают на колосниковой решетке, частично закрытой огнеупорным кирпичом (на поду). При таком решении горелки должны быть трубчатого типа и располагаться в один или несколько рядов вдоль колосниковой решетки; 2) топка оборудуется одной или несколькими факельными горелками, располагаемыми во фронтальной стенке котла. Применяют оба способа, и каждый из них имеет свои достоинства и недостатки. При газооборудовании котлов по первому способу применяют следующие горелки: атмосферные, подовые — диффузионные, форкамерные и другие трубчатые горелки, организующие в основном сжигание газа по двухстадийному принципу. Одними из первых стали применять атмосферные горелки. При правильном проектном решении и хорошем монтаже они обеспечивают устойчивую работу с большой глубиной регулирования при коэффициенте первичного воздуха $\alpha'=0{,}5...0{,}6$ и коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1{,}2...1{,}3$; при этом практически отсутствует химическая неполнота сгорания. В продуктах горения наблюдается пониженная концентрация оксидов азота (около 0,12 г/м^3). Горелки работают бесшумно.

Основные требования к проекту газооборудования заключаются в следующем: 1) давление воздуха в зоне его всасывания в эжектор и давление вблизи выхода газовоздушной смеси должны быть одинаковыми. Этого достигают установкой тягопрерывателя и открытым расположением горелок или полностью закрывают горелку и весь воздух (первичный и вторичный) подводят через общий патрубок с регулировкой его поступления шибером в зависимости от разрежения в топке; 2) тягу при отсутствии тягопрерывателя следует регулировать; 3) вторичный воздух должен быть равномерно подведен к корням факелов на горелке. Этого добиваются, располагая и ограничивая живые сечения для прохода вторичного воздуха вблизи трубчатых головок горелок. При этом должен быть обеспечен свободный доступ вторичного воздуха по высоте пламени; 4) высота топки котла должна обеспечивать свободное развитие пламени при всех нагрузках без проникания пламени в конвективную часть котла; 5) производительность одной горелки обычно не принимают более 10 м^3/ч.

Изложенные выше значительные требования к газооборудованию чугунных котлов при установке в них атмосферных горелок, а также небольшая производительность горелок ограничивают их применение. Вместе с тем следует отметить, что при проектировании котла, предназначенного для газового топлива, использование горелок атмосферного типа дает весьма хорошие результаты.

При оборудовании чугунных секционных котлов подовыми диффузионными горелками, правильно спроектированными (см. гл. 16), можно получить также очень высокие показатели: $\alpha=1{,}1$, $q_3<0{,}5\%$. Подовые горелки по производительности обеспечивают максимальные мощности чугунных котлов. Основными недостатками этих горелок являются:

1) для горелок, рассчитанных на работу без вентиляторного дутья, сильная зависимость качества сжигания газа от разрежения в топке: при снижении разрежения возникает химическая неполнота сгорания, при повышении — растет избыток воздуха. Учитывая изложенное, горелки следует проектировать с механической подачей воздуха в топку;

2) при изменении производительности котла без автоматики трудно регулировать соотношение газ — воздух и обеспечивать качественное сжигание газа;

3) большинство типов горелок характеризуется малой индустриальностью.

Легче добиться высоких показателей при двухстадийном сжигании газа. По этому принципу построены форкамерные горелки и другие, близкие к ним по принципу сжигания. В

большинстве случаев они предназначены для работы на низком давлении газа, обеспечивают равномерные поля температур в топке, полное сгорание газа и пониженные концентрации оксидов азота в продуктах горения. Основными недостатками таких горелок являются: малая индустриальность; жесткие требования к тяге и необходимость ее регулирования; для достижения высоких эксплуатационных показателей необходимо оснащение котла автоматикой регулирования. В итоге можно отметить, что рассмотренный способ перевода чугунных секционных котлов на газообразное топливо обеспечивает их удовлетворительную работу, является доступным для большинства эксплуатирующих организация, а при автоматизации и налаженной эксплуатации обеспечивает хорошие теплотехнические показатели работы котлов.

По другому способу при переоборудовании чугунного секционного котла на газообразное топливо на его фронтальной стенке устанавливают факельную горелку. Принципиально этот способ в меньшей степени соответствует конструкции чугунных котлов, которые предназначены для слоевого сжигания твердого топлива. Если по первому способу производится известная имитация слоевого сжигания путем расположения горелок на поду котла, то по второму способу газ сжигается в факеле в объеме топки, для чего топка должна быть камерного типа. Учитывая изложенное, горелка, которой оборудуется котел, должна обеспечивать короткий кинетический факел. В качестве таких горелок наибольшее распространение получили эжекционные горелки с пластинчатым стабилизатором типа ИГК.

Первоначально горелки устанавливали на фронтальной части котла вместо поддувальной дверцы после демонтажа колосниковой решетки и футеровки внутренних стенок огнеупорным кирпичом. Несмотря на пониженное расположение горелок, наблюдались местные перегревы стенок котла, что приводило к образованию трещин в секциях. Во избежание выхода из строя секций котел устанавливают выше на 1100...1200 мм от пола. Горелки располагают в образовавшейся таким образом внешней топке под шатром котла. Кроме того, ограничивают теплосъем с котла величиной 12 кВт/м^2. Горелки оборудуют специально разработанной пневмомеханической автоматикой.

Котлы, оборудованные горелками ИГК, обеспечивают полное сжигание газа без химической неполноты сгорания ($q_3 \approx 0$) с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1{,}05...1{,}1$, но характеризуются несколько повышенным выходом оксидов азота ($NO_x \approx \approx 0{,}16$ г/м^3). Горелки предназначены для работы на среднем давлении газа 50...60 кПа. Шум, создаваемый при работе горелки, находится на пределе допустимого. Горелки комплектуются совместно с автоматикой. Основные достоинства: индустриальность конструкции, наличие специальной автоматики, надежность работы.

Крупные водогрейные котлы, используемые для централизованных систем теплоснабжения, выпускаются с камерными топками, специально предназначенными для сжигания газа и мазута. Их изготовляют в комплекте с газомазутными горелками, поэтому задача переоборудования таких котлов на газообразное топливо не возникает. Рассмотрение газооборудования таких котлов представляет интерес с точки зрения оценки качества сжигания газа, достоинств и недостатков горелок. Современные крупные отопительные котельные оборудуют котлами ПТВМ башенного типа теплопроизводительностью 35... 209 МВт, а также котлами унифицированной серии, которые стали производить котельные заводы, типа КВ производительностью от 4,6 до 209 МВт. Из этой серии для сжигания газа и мазута предназначены котлы типа КВ-ГМ. Рассмотрим газогорелочные устройства котлов этих типов.

Котлы типа ПТВМ оборудуют га-

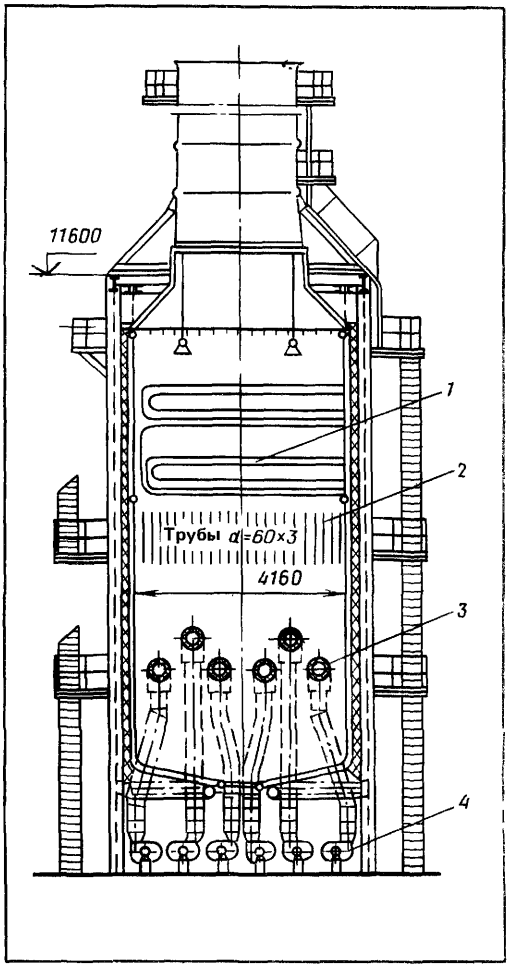


Рис. 18.1. Водогрейный котел ПТВМ-50-1
1 — конвективная часть, *2* — боковой экран топки, *3* — газомазутная горелка, *4* — дутьевой вентилятор

зомазутными горелками, которые располагают в боковых стенках котла поровну в два яруса. Для возможности размещения горелок трубы боковых экранов соответственно разведены. Таким образом, в котлах применена встречная компоновка горелок. Каждая горелка оборудуется индивидуальным вентилятором ЭВР, подающим воздух в горелку с давлением 1,1...1,2 кПа. Каждый котел оборудуется большим числом горелок. Так, на котле ПТВМ-50-1 устанавливают 12 газомазутных горелок, а на котле ПГВМ-100 — 16 горелок. Большое количество горелок позволяет регулировать тепловую нагрузку котла путем выключения отдельных горелок, сохраняя работу остальных горелок в режиме, близком к расчетному. Однако через выключенную горелку приходится пропускать часть воздуха для защиты ее от излучения из топки. Это приводит к увеличению коэффициента избытка воздуха и снижению КПД котла. КПД котлов типа ПТВМ при средней нагрузке достаточно высок и составляет 89... 93%. На рис. 18.1 показан разрез котла ПТВМ-50-1 с размещением газомазутных горелок. В верхнем ярусе расположены по две горелки, а в нижнем — по четыре, всего с двух сторон двенадцать горелок. Дутьевые вентиляторы расположены на полу котельной под котлом.

Газомазутная горелка показана на рис. 18.2. Воздух подается по цилиндрическому каналу и закручивается установленным на его пути лопаточном регистром. Газ подается в кольцевой коллектор квадратного сечения и выходит из него в виде струй под прямым углом к оси горелки в закрученный поток воздуха. Коллектор расположен на периферии горелки, поэтому горелка является с периферийной подачей газа. Для исключения перегрева излучением из топки газовый коллектор заделан в кладку. По оси горелки располагается водоохлаждаемая мазутная форсунка с механическим распыливанием. Производительность горелки на природном газе составляет 500—560 $м^3/ч$ при давлении газа 22...25 кПа.

Газомазутные котлы серии КВ-ГМ теплопроизводительностью 11,6; 23,2; 34,9 МВт различаются глубиной топочной камеры. Каждый котел оборудован одной ротационной газомазутной горелкой РГМГ, расположенной на фронтальной части котла. Котлы производительностью 58,2 и 116,3 МВт оборудуются соответственно двумя и тремя горелками. На рис. 18.3 показана компоновка горелки на котле КВ-ГМ.

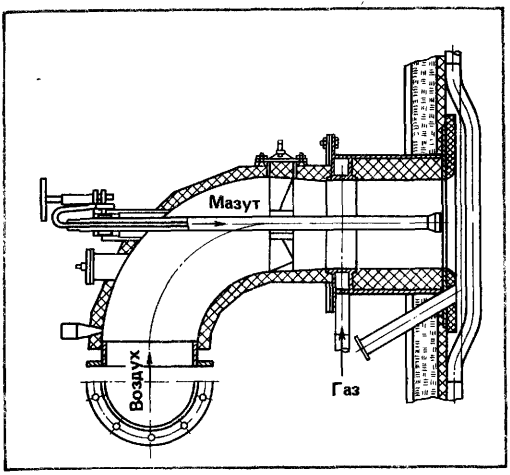


Рис. 18.2. Комбинированная газомазутная горелка с периферийной подачей газа в закрученный поток воздуха

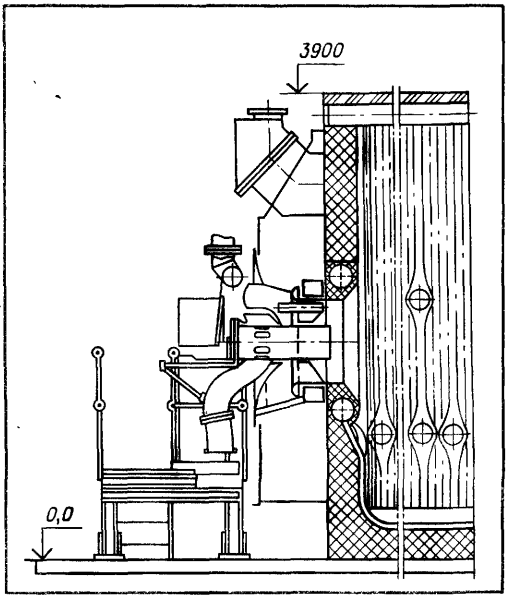


Рис. 18.3. Система отопления котлов КВ-ГМ теплопроизводительностью 11,6...34,9 МВт

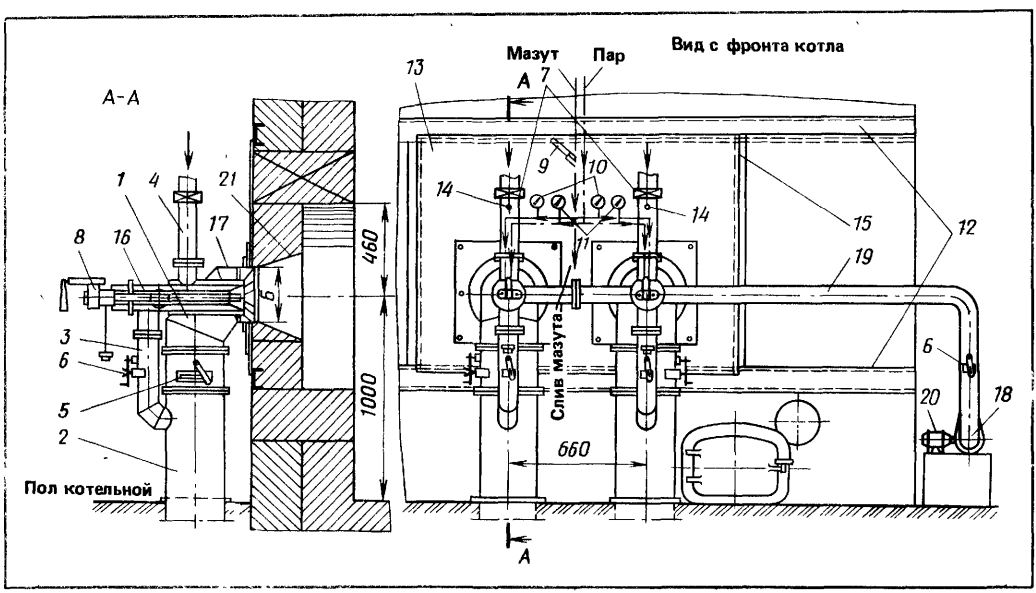


Рис. 18.4. Компоновка газомазутных горелок ГМГ-1/1,5 и горелок ГМГ-2 на фронтальной части котлов ДКВР-2, 5-13 и ДКВР-4-13

1— горелка; *2*— патрубок вторичного воздуха; *3*— труба первичного воздуха, *4*— подвод газа; *5*— шибер вторичного воздуха; *6*— шибер первичного воздуха; *7*— газовая задвижка; *8*— форсунка; *9* — термометр; *10*— манометр давления мазута; *11*— манометр давления пара; *12*— швеллер; *13*— плита; *14*— место замера давления газа; *15*— стойка; *16* – место замера давления первичного воздуха; *17*— место замера давления вторичного воздуха; *18*— вентилятор (*H*=380 мм вод. ст.); *19*— патрубок; *20*— электродвигатель; *21*— амбразура. Для горелок: ГМГ-1/1,5 *Б*=245 мм, для ГМГ-2 *Б*=265 мм

Паровые котлы типа ДКВР устанавливают в производственно-отопительных котельных. Для сжигания газа и мазута котлы выпускают с камерной топкой. Газомазутные горелки обычно устанавливают на фронтальной стенке котла по две штуки. На рис. 18.4 показана установка двух газомазутных горелок типа ГМГ на фронтальной части котлов ДКВР-2,5 и ДКВР-4. Из рисунка видно, что подвод первичного воздуха может быть осуществлен от короба вторичного воздуха или его можно подавать отдельным вентилятором.

18.2. Выбор и установка газогорелочных устройств на промышленных печах строительной индустрии

В основе многих технологических процессов по производству материалов и изделий лежит их тепловая обработка: плавление, обжиг, нагрев. Тепловая обработка осуществляется в промышленных печах, где под воздействием высоких температур материалы и изделия приобретают необходимые свойства. Например, в нагревательных печах стальные заготовки получают повышенную пластичность, необходимую для ковки и штамповки. Нагретые в термических печах изделия охлаждают, соблюдая определенный режим, в результате чего они получают нужные механические свойства (после отжига, нормализации, закалки или отпуска). В цементных вращающихся печах сырьевая смесь, состоящая из глины и углекислого кальция, обжигается и спекается в клинкер, из которого путем измельчения получают цемент. Таким образом, каждая промышленная печь предназначена для осуществления определенного технологического процесса. Подробно промышленные печи изучают в специальных курсах, здесь будут рассмотрены наиболее характерные случаи газооборудования и организации сжигания газа в печах, используемых в строительной индустрии.

Газ для промышленных печей является наилучшим видом топлива. При газовом отоплении можно обеспечить любой режим нагрева материала или изделия как по температурным показателям и скорости процесса, так и по составу газовой атмосферы, в которой осуществляется нагрев, это является следствием возможности регулирования процесса горения газа в широких пределах. Управление режимом работы печи легко поддается автоматизации. При использовании газа повышается экономическая эффективность установок и улучшаются санитарно-гигиенические условия в рабочих помещениях.

Технологический процесс (нагрев материала, плавление шихты, обжиг изделий и др.) осуществляется в рабочем пространстве печи. Материал располагается непосредственно на поду. У плавильных печей под имеет форму ванны, а у нагревательных и обжиговых — форму плоскости. У туннельных печей обрабатываемый материал располагается на футерованных вагонетках. Форма рабочего пространства в основном определяется назначением печи и технологией процесса. Рабочее пространство может иметь форму камеры, коридора, туннеля, шахты и др. Стенки печи выполняют из огнеупорных и теплоизоляционных материалов.

По конструктивным схемам печи делятся на: камерные, туннельные, вращающиеся барабанные, кольцевые, шахтные, ванные и с кипящим слоем. По теплоэнергетическим характеристикам печи делятся на: а) высокотемпературные ($t>1000$ °С), у которых преобладает теплопередача лучеиспусканием; б) среднетемпературные ($650<t<1000$ °С), у которых кроме лучистого теплообмена существенное значение имеет конвективный теплообмен; в) низкотемпературные ($t<650$ °С). У печей этого типа преобладает конвективный теплообмен.

Важнейшим теплотехническим процессом в промышленной печи является теплообмен между греющей средой (пламенем или раскаленными

топочными газами) и нагреваемым материалом или изделиями. У печей строительной промышленности продукты горения непосредственно соприкасаются с нагреваемыми изделиями, т. е. осуществляется открытый (прямой) нагрев. Характер и интенсивность теплообмена в основном определяются организацией процесса сжигания газа и движением продуктов горения в рабочем пространстве печи. Процесс сжигания газа в наибольшей степени зависит от применяемых газовых горелок, их числа и размещения, а движение продуктов горения — от динамических свойств струй и пламени, поступающих в топку, а также от формы рабочего пространства печи. Выбирать газогорелочные устройства и динамические характеристики потоков следует, чтобы обеспечить наилучшее (с технологической точки зрения) течение процесса теплообмена.

Суммарный процесс теплопередачи зависит как от теплообмена в рабочем пространстве печи, так и от распространения теплоты внутри нагреваемого тела, ибо тепловой поток, воспринимаемый телом, проникает внутрь него, обеспечивая нагрев материала или изделия с требуемой интенсивностью. Процесс нагрева тела определяется технологией и является заданием, которое должно быть выполнено организацией процесса горения газа и внешним теплообменом. Наибольшая экономическая эффективность достигается ведением процесса нагрева с максимальной скоростью, допустимой с технологических позиций.

Камерные печи нашли широкое применение для нагрева стальных заготовок перед ковкой и штамповкой, а также для термической обработки металла и изделий. Рабочее пространство печи представляет собой камеру, в большинстве случаев имеющую форму параллелепипеда. Выбранные горелки и их расположение должны обеспечить равномерный нагрев изделий, которые кладутся на под печи. Газообразное топливо сжигается непосредственно в рабочем пространстве печи. Обычные камерные печи оборудуют эжекционными или турбулентными горелками незавершенного предварительного смешения. Если печи не оборудованы рекуператорами, то целесообразно на них устанавливать эжекционные горелки. На малых печах можно устанавливать одну горелку, а на больших — несколько. Располагать горелки на печи следует так, чтобы они создавали циркуляцию продуктов горения, обеспечивая тем самым равномерное поле температур в рабочем пространстве печи. Эжекционные горелки не требуют вентиляторного дутья, что является их существенным достоинством. Если печи оборудованы рекуператорами, то устанавливают горелки с вентиляторным дутьем. Эжекционные горелки при работе на среднем давлении газа не могут создать разрежение, достаточное для преодоления аэродинамического сопротивления рекуператоров.

В настоящее время значительное распространение получил косвенный нагрев изделий в камерных печах с помощью плоскопламенных горелок. Оптимальным расположением плоскопламенных горелок является установка их в своде печи. Холодная газовоздушная смесь, поступающая из горелки в туннель сводового камня, загорается при выходе ее из горелочного камня на поверхность свода. Под действием центробежных сил она растекается веером по поверхности кладки, образуя разомкнутый факел. При этом свод превращается в высокотемпературный излучатель. Лучистый поток свода направлен прямо на лежащие на поду изделия, обеспечивая эффективный «сводовый нагрев». Расстояние между сводом и изделиями может быть всего 450...500 мм. На рис. 18.5 показана камерная печь со сводовым нагревом заготовок с помощью плоскопламенной горелки. Такое газооборудование печи повышает общий коэффициент теплопередачи на металл, так как степень черноты свода существенно

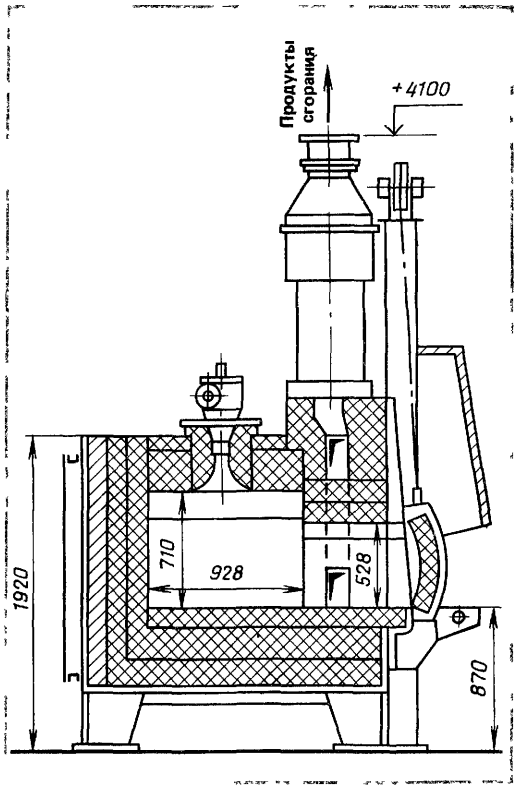


Рис 18 5 Печь нагревательная камерная с размерами пода 1,04×0,93 м на газе со сводовой плоскопламенной горелкой

больше, чем степень черноты продуктов горения

Высокая тепловая эффективность плоскопламенных горелок позволяет уменьшить рабочее пространство печи, сократить время нагрева заготовок, а также время разогрева и холостого хода печи, что в итоге повышает производительность печи и уменьшает расход топлива Как показали исследования и опыт применения сводового нагрева с помощью плоскопламенных горелок, этот способ является прогрессивным, сокращает расход топлива на 25...30% и время нагрева заготовок примерно в 2 раза.

Туннельные печи широко применяют для обжига огнеупорного и строительного кирпича, облицовочных плиток и многих других огнеупорных изделий На рис. 18.6 показана схема продольного разреза и поперечный разрез туннельной печи. Печь представляет собой длинный туннель поперечным сечением до 2×3 м, имеющий стенки и свод, выполненные из огнеупорных и теплоизоляционных материалов Длина туннельной печи доходит до 120 м. Внутри туннеля по рельсам движутся вагонетки одна за другой В начале печи вагонетку, загруженную сырьем, вталкивают в канал, а из конца печи выкатывается вагонетка с обожженными изделиями Движение вагонеток обеспечивается специальным толкателем, расположенным на стороне загрузки. Платформы вагонеток футеруют огнеупорным кирпичом, и на этой футеровке располагают садку. Для герметизации рабочего канала печи на боковых стенках печи установлен желоб с песком, а на раме вагонетки — стальная полоса, которая погружается в песок и скользит в нем при движении вагонеток. Таким образом, герметизацию обеспечивает песчаный затвор Для уплотнения стыков между вагонетками в их футеровке предусматривают выступ или впадину, которые плотно подгоняют друг к другу.

По длине печь разделена на три зоны: подогрева, обжига и охлаждения. Все эти зоны последовательно проходит каждая вагонетка, нагруженная обжигаемой садкой. Наличие трех зон обеспечивает постепенный нагрев, обжиг и охлаждение изделий. В туннельной печи обжиг изделий осуществляется непрерывно, достигаются высокое качество изделий и достаточно высокий КПД (расход топлива в 1,5...2 раза меньше, чем у периодически действующих камерных печей).

Воздух поступает в конец туннеля, движется навстречу вагонеткам через садку и охлаждает ее. Сам воздух нагревается до высокой температуры и поступает в зону обжига, где используется для горения газа. Газовые горелки, как правило, расположены только в зоне обжига, Образовавшиеся раскаленные продукты горения отдают часть своей теплоты об-

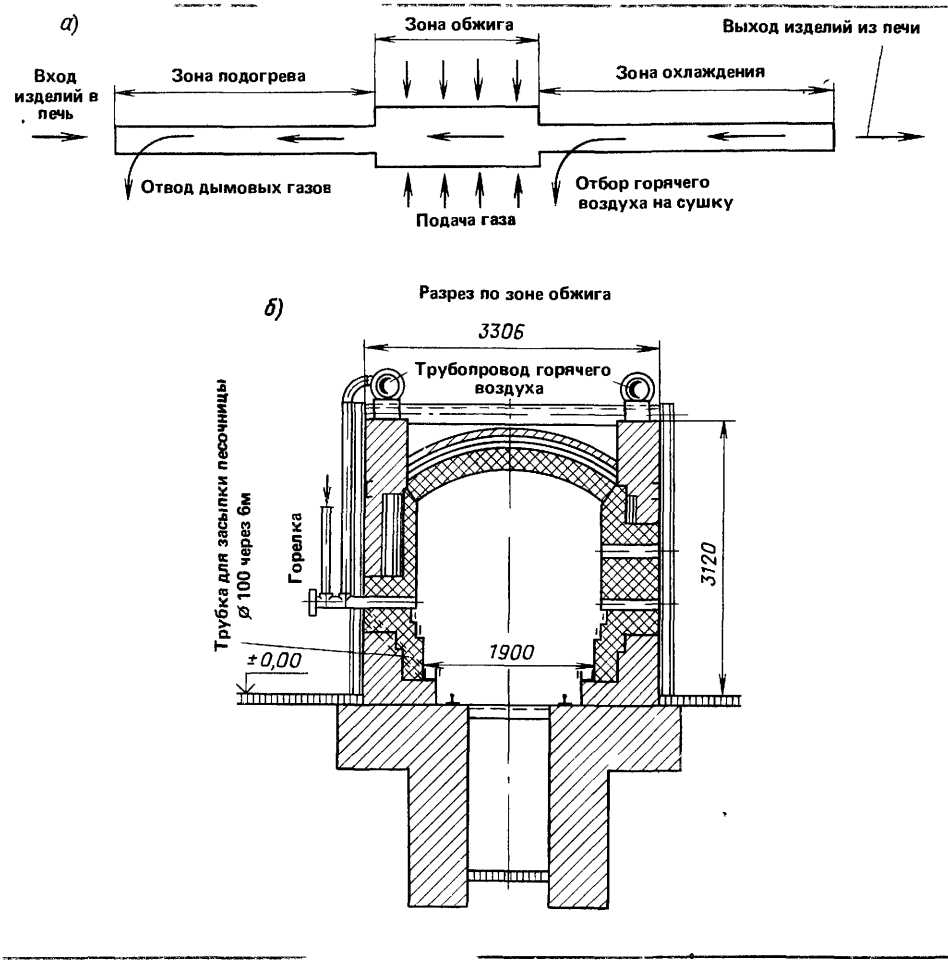


Рис. 18.6. Туннельная печь
а — принципиальная схема (схематический план), *б* — поперечный разрез (вагонетка не показана)

жигаемому материалу и поступают в зону подогрева, в которой движутся через садку к началу печи, отдавая свою теплоту для нагрева изделий. Таким образом, схема движения потоков и теплообмен организованы так, чтобы в наибольшей степени использовать теплоту сгорания газа и повысить КПД печи.

Движением газов управляют с помощью дутьевых вентиляторов, подающих воздух под давлением в требуемые места печи, и дымососов, отсасывающих дымовые газы из установленных мест печи Вентиляторы преимущественно устанавливают в конце печи, дымососы—в начале. Для обогрева зоны обжига обычно устанавливают 2 ряда газовых горелок с двух сторон печи в ее боковых стенках. Применяют эжекционные туннельные горелки среднего давления или горелки турбулентного смешения типа ГНП. Всего устанавливают 20 .40 горелок.

Основными недостатками печи являются: неравномерное поле температур, особенно по высоте рабочего канала; большие разрежения в канале, вызывающие подсосы холодного воздуха, определенная сложность регулирования аэродинамического и теплового режимов печи. Вместе с тем

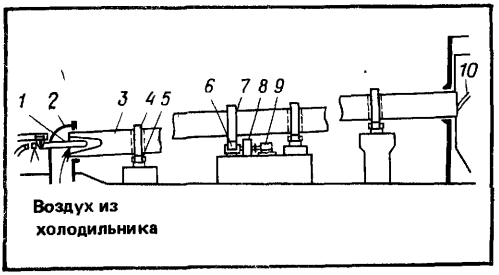


Рис. 18.7. Схема вращающейся печи для обжига клинкера
1— газовая горелка, *2*— головка печи, *3*— корпус печи, *4*— бандаж, *5*— опорный ролик, *6*— подвенцовая шестерня, *7*— венцовая шестерня, *8*— редуктор, *9*— электродвигатель, *10*— течка для подачи шлама в печь

в результате исследований, проведенных за последние примерно двадцать лет, разработаны специальные газогорелочные устройства и режимы печи, которые в значительной степени снимают отмеченные выше недостатки. Регулируют обжиг в основном за счет правильного распределения газа по горелкам; созданием динамичных пламен, обеспечивающих циркуляцию продуктов горения в канале печи; эжекцией подогретого воздуха из зоны охлаждения. В зоне охлаждения регулирование в основном осуществляется путем отбора части воздуха по длине печи, а в зоне подогрева — путем рециркуляции продуктов горения. Современные туннельные печи обеспечивают высокие технологические и экономические показатели.

Вращающиеся печи используют для обжига цементного клинкера, керамзита, извести. Печь состоит из барабана, слегка наклоненного к горизонту (под углом 4°), который имеет частоту вращения 1...2 об/мин. Корпус печи цилиндрический, сваренный из стальных листов. На рис. 18.7 показана вращающаяся цементная печь. Диаметр печи составляет 2,5... 5 м, а длина — 40...185 м. Печи устанавливают на фундаменте с помощью бандажей и опорных роликов. Электродвигатель через редуктор и шестерню приводит печь во вращение. Частоту вращения регулируют изменением числа оборотов двигателя. Барабан внутри футерован огнеупорным материалом. Газовая горелка расположена в головке печи, которая закрывает горячий (нижний) ее конец. В головке имеется смотровое отверстие. Концы печи (горячий и холодный) имеют уплотнения, герметизирующие рабочее пространство печи.

Сырьевой материал поступает в верхний конец печи и движется навстречу продуктам горения газа. Газовая горелка, установленная в нижнем конце печи, организует процесс горения в виде длинного факела. Современные горелки позволяют регулировать длину факела в широких пределах. Сечение печи заполняется материалом только на 8...10%. В зоне высоких температур материал нагревается излучением от пламени и газов, а также теплопроводностью от вращающейся футеровки. В холодном конце для повышения интенсивности теплопередачи навешивают цепи, в результате увеличивается скорость газов и усиливается конвективный теплообмен. Продукты сгорания удаляются с помощью дымососа через дымовую трубу.

В печи для обжига цементного клинкера сырьевая масса, приготовленная в виде жидкого шлама, самотеком по наклонному желобу поступает в верхний конец печи. Шлам представляет собой измельченную смесь, состоящую из глины, известняка и мергелей, смешанную с водой. Влажность такой смеси около 40%. Время пребывания материала в печи 2,5...4 ч. Клинкер из печи поступает в холодильник, где охлаждается воздухом до 150...300 °С. Воздух, нагретый примерно до 400 °С, поступает в печь для горения газа. В процессе движения в печи шлам проходит зону подсушки и подогрева, где нагревается примерно до 600 °С. Далее протекает процесс кальцинирования материала, и он нагревается до 1000 °С. При температуре 1400... 1450 °С материал спекается, образуя клинкер. Максимальная температура

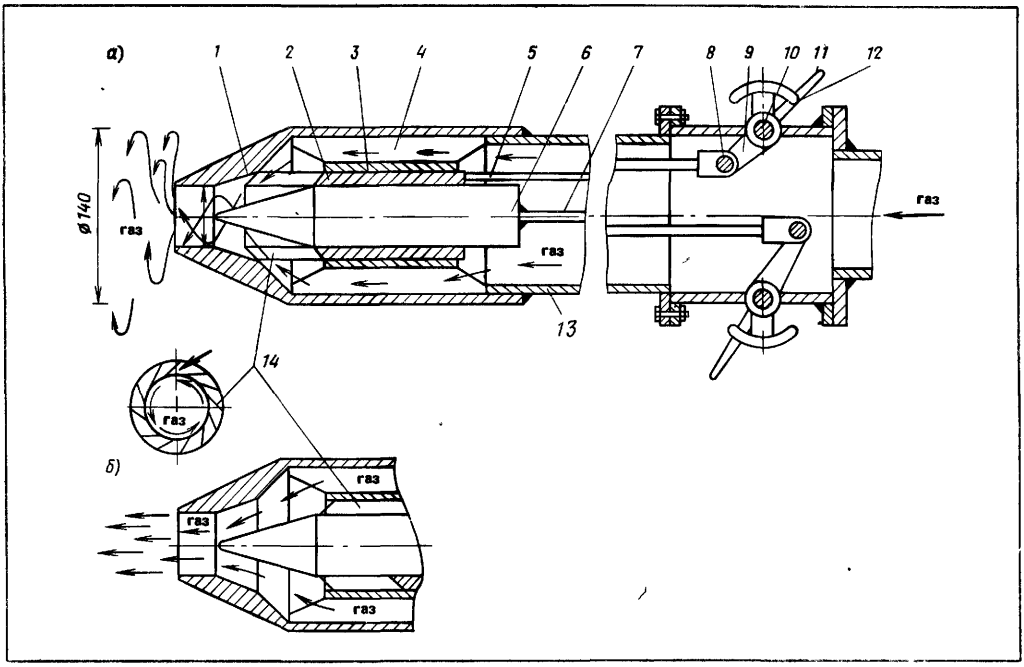


Рис. 18.8. Газовая горелка типа ГВП-1 производительностью до 5000 м^3/ч
а — горелка, *б* — сопловая часть горелки, *1*— корпус горелки, *2*— завихритель, *3*— направляющая труба, *4*— центрирующие перья, *5*— тяга, *6*— дроссель, *7*— тяга, *8*— шарнир, *9*— рычаг, *10*— валик, *11*— рукоятка управления, *12*— сектор, *13*— труба, *14*— лопатки завихрителя

газов в печи должна составлять 1600...1700 °С.

Для регулирования технологического режима применяют газогорелочные устройства, позволяющие изменять длину факела, его светимость, угол раскрытия и величину максимальной температуры. Значительное распространение получили диффузионные газовые горелки с большой скоростью истечения газа и регулируемым факелом. Хорошие результаты в работе показала вихревая газовая горелка ГВП (газовая вихревая печная), разработанная ГипроНИИгазом и показанная на рис 18.8.

Горелка устроена и работает следующим образом. К корпусу *1* приварена труба *13*, длина которой выбирается в зависимости от конструкции печи. Газ из газопровода поступает в эту трубу, обтекает по внешней поверхности направляющую трубу *3*, проходит через лопатки завихрителя *2*, приобретая вращательное движение, и через сопло поступает в печь. Направляющая труба *3* центрируется перьями *4*. Завихритель *2* выполнен из тангенциально расположенных лопаток *14*. Завихритель может перемещаться вдоль оси горелки с помощью рычага *9* и рукоятки *11*. Рычаг *9* жестко связан с валиком *10*, который имеет сальниковое уплотнение. На секторе рукоятки *11* имеются надпись «завихрение» и две метки «максим.» и «ноль». При расположении рукоятки *11* на отметке «максим.» завихритель займет крайнее левое положение (см. рис. 18.8, *а*), при расположении на отметке «ноль» — крайнее правое (см. рис. 18.8, *б*). Внутри завихрителя расположен дроссель *6*, который с помощью тяги *7* может перемещаться вдоль оси горелки. Тяга имеет такое же управление, как и завихритель. При расположении рычага на отметке «максим.» дроссель занимает крайнее левое положение и проходное сечение сопла будет наименьшим.

Перемещая завихритель, управляют степенью закручивания потока газа. При крайнем левом положении завихрителя и крайнем правом положении дросселя (см. рис. 18.8, *а*) весь газ будет проходить через лопатки завихрителя, полностью закручиваясь, и газовая струя при выходе из сопла будет иметь коническую форму с наибольшим углом конуса. При такой подаче газа факел будет иметь наименьшую длину, а зона максимальных температур будет наиболее близко располагаться к горелке. При крайнем правом расположении завихрителя, (см. рис. 18.8, *б*) газ не проходит через лопатки завихрителя, не закручивается и выходит из сопла в виде прямоточной струи. Факел при этом имеет наибольшую длину, а зона максимальных температур располагается на большем расстоянии от сопла. При промежуточных положениях завихрителя длина факела и положение зоны максимальных температур будут находиться между крайними значениями. Следовательно, с помощью завихрителя можно изменять длину факела и перемещать зону максимальных температур вдоль оси печи. Еще большего изменения положения зоны наивысших температур и изменения светимости пламени можно добиться, перемещая дроссель и изменяя давление газа перед горелкой.

Горелки типа ГВП положительно зарекомендовали себя при работе на вращающихся печах и обеспечивают полное сгорание газа при коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1{,}05$. Производительность разработанных горелок типа ГВП может изменяться от 50 до 20 000 м^3/ч, а давление газа — в пределах от 0,04 до 0,3 МПа.

Тепловой баланс печи и определение расхода газа. Тепловой баланс, отражающий закон сохранения энергии, характеризует распределение теплоты в печи. Для непрерывно действующих печей тепловой баланс составляется применительно к одному часу, а для печей периодического действия — применительно к одному циклу. Приход теплоты Q состоит из следующих основных статей: химической теплоты газообразного топлива — $Q_х$; теплоты, вносимой подогретым воздухом,— $Q_в$; теплоты, вносимой подогретым газом,— $Q_г$; теплоты экзотермических реакций — $Q_{экз}$, т. е.

$$Q=Q_х+Q_в+Q_г+Q_{экз}.$$

Расход теплоты Q состоит из следующих основных статей: теплоты, пошедшей на нагрев материала (полезная теплота),—Q_1; потери теплоты с отходящими газами — Q_2; потери теплоты от химической неполноты горения — Q_3; потери теплоты в окружающую среду — Q_5; теплоты, аккумулируемой кладкой (учитывается для печей периодического действия),— Q_6, т е.

$$Q=Q_1+Q_2+Q_3+Q_4^*+Q_5.$$

В зависимости от типа печи и технологического процесса, протекающего в ней, в тепловой баланс могут включаться дополнительные статьи прихода и расхода. Отдельные составляющие теплового баланса вычисляются следующим образом.

Статьи прихода теплоты:

1) химическая теплота газообразного топлива равна, Дж/ч:

$$Q_х=B\cdot Q_н^р,$$

где B — часовой расход газа, м^3/ч, $Q_н^р$ — теплота сгорания газообразного топлива, отнесенная к 1м^3 при нормальных условиях, Дж/м^3,

2) теплота, вносимая подогретым воздухом, Дж/ч:

$$Q_в=B\alpha V_0 c'_{pm} t_в,$$

где α — коэффициент избытка воздуха, V_0 — теоретическое количество воздуха, необходимого для горения 1 м^3 газа, м^3/м^3, c'_{pm} — средняя объемная теплоемкость воздуха при постоянном давлении, Дж/(м^3·К), $t_в$ — температура подогрева воздуха, °С,

3) теплота, вносимая подогретым газообразным топливом, Дж/ч:

$$Q_г=Bc'_{pm}t_г,$$

где c'_{pm} — средняя объемная теплоемкость газа, Дж/(м^3·К), $t_г$ — температура подогрева газа, °С,

---

* Q_4 — механическая неполнота горения Для газообразного топлива $Q_4=0$

4) теплота экзотермических реакций.

В эту статью включается теплота всех химических реакций, идущих с выделением теплоты, за исключением реакций горения топлива. Например, при нагреве металла до высоких температур (в кузнечных и прокатных печах) учитывается теплота от окисления железа. В этом случае

$$Q_{\text{экз}}=5{,}65\cdot 10^6 Ga,$$

где $5{,}65\cdot 10^6$ — теплота от окисления железа, Дж/кг; G — производительность печи, кг/ч; a — угар металла, кг/кг.

Статьи расхода теплоты:

1) расход теплоты на нагрев материала, Дж/ч:

$$Q_1=G\left(c''_{\text{м}}t''_{\text{м}}-c'_{\text{м}}t'_{\text{м}}\right),$$

где $c'_{\text{м}}$, $c''_{\text{м}}$ — средние теплоемкости материала для начальной и конечной температур, Дж/(кг·К); $t'_{\text{м}}$, $t''_{\text{м}}$ — начальная и конечная температуры нагреваемого материала, °С;

2) потери теплоты с продуктами сгорания, уходящими из рабочего пространства печи, Дж/ч:

$$Q_2=B\Sigma V c'_{pm}t_{\text{ух}},$$

где V — объем компонента уходящих газов, отнесенный к 1 м³ сжигаемого газа, м³/м³; $t_{\text{ух}}$ — температура уходящих газов из рабочего пространства печи, °С;

3) потери теплоты от химической неполноты сгорания. В расчетах эти потери можно оценивать как долю от теплоты сгорания газа, Дж/ч:

$$Q_3=(0{,}005...0{,}015)BQ^{\text{р}}_{\text{н}}.$$

Если известно содержание в отходящих газах CO и других горючих компонентов, тогда Q_3 можно подсчитать более точно;

4) потери теплоты в окружающую среду включают в себя следующие основные составляющие: потери теплоты теплопроводностью через кладку печи $Q_{5\text{кл}}$; потери теплоты излучением через открытые окна и щели $Q_{5\text{изл}}$; теплоту, уносимую выбивающимися газами через окна, щели и кладку $Q_{5\text{выб}}$; теплоту, идущую на нагрев перемещающихся частей печи и тары $Q_{5\text{тр}}$, и потери теплоты с водой, охлаждающей некоторые детали печи $Q_{5\text{охл}}$.

Потери теплоты теплопроводностью через кладку при стационарном режиме печи определяют, Дж/ч:

$$Q_{5\text{кл}}=\frac{t_{\text{кл}}+t_{\text{в}}}{\Sigma\frac{s}{\lambda}+\frac{1}{\alpha_{\text{н}}}}F_{\text{кл}},$$

где $t_{\text{кл}}$ — средняя температура внутренней поверхности кладки, °С; $t_{\text{в}}$ — температура окружающего воздуха, °С; $\Sigma\frac{s}{\lambda}$ — сумма термических сопротивлений слоев кладки, К·м²××ч/Дж; s — толщина слоя, м; λ — коэффициент теплопроводности слоя, Дж/(м·ч·К); $\alpha_{\text{н}}$ — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности к окружающему воздуху, Дж/(м²·ч·К). Этот коэффициент обычно равен: $\alpha_{\text{н}}=63...67$ кДж/(м²·ч·К), поэтому в расчетах можно принимать $1/\alpha_{\text{н}}=0{,}014$ К·м²·ч/кДж; $F_{\text{кл}}$ — расчетная поверхность кладки, м².

Для больших печей за расчетную поверхность принимается наружная поверхность, а для печей небольших размеров или имеющих изогнутую поверхность расчетную поверхность определяют по геометрическому усреднению

$$F_{\text{кл}}=\sqrt{F_{\text{нар}}F_{\text{вн}}},$$

где $F_{\text{нар}}$ и $F_{\text{вн}}$ — наружная и внутренняя поверхности кладки.

Сложность расчета потерь теплоты в основном состоит в том, что коэффициенты теплопроводности кладки зависят от температуры, поэтому сначала нужно ориентировочно задаться средними температурами слоев кладки, а затем их проверить. Если ошибка в принятых температурах составит менее 20%, тогда пересчет производить не следует. Полученные по расчету потери следует увеличить на 15...20%, учитывая дополнительные потери теплоты через под печи, расположенный непосредственно на фундаменте, через гарнитуру, каркас и т. д.

Потери теплоты излучением через открытые окна и щели определяют по формуле, Дж/ч:

$$Q_{5\text{изл}}=20{,}5\cdot 10^3(T_{\text{печ}}/100)^4F\Phi\psi,$$

где $T_{\text{печ}}$ — температура печи, К; F — площадь открытого окна или щели, м²; ψ — доля времени, в течение которого окно открыто; Φ — коэффициент диафрагмирования.

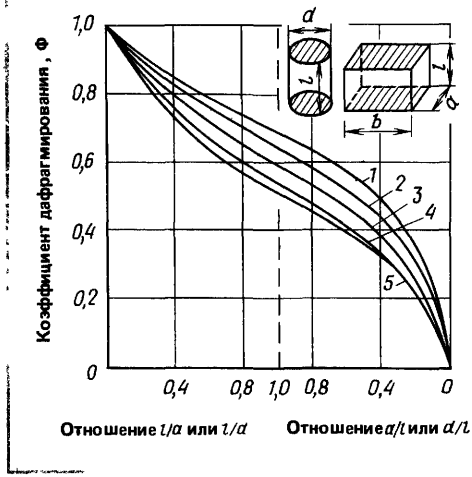


Рис. 18.9. Изменение коэффициента диафрагмирования в зависимости от толщины кладки и размера окна или щели

Коэффициент диафрагмирования Φ определяют по рис. 18.9 в зависимости от толщины кладки и размера окна или щели. На рис. 18.9 приняты следующие обозначения: d — диаметр круглого отверстия; $a \times b$ — размеры прямоугольного окна; l — толщина обмуровки. Если окно закрывается металлической дверкой без футеровки, тогда дверка играет роль экрана и потери теплоты излучением через дверку будут меньше. В этом случае вместо величины Φ можно подставлять $\Phi/(1+\Phi)$. Если дверка имеет щиток (экран), тогда потери теплоты излучением через нее будут примерно в 2 раза меньше, чем через дверку без щитка. Теплоту, уносимую выбивающимися газами через окна, щели и кладку, учесть весьма затруднительно из-за переменного давления в рабочем пространстве печи. Поэтому обычно ее относят к неучтенным потерям.

Теплоту, идущую на нагрев перемещающихся частей печи и тары, определяют по формуле, Дж/ч:

$$Q_{5тр} = G_{тр} c_{тр} t_{тр},$$

где $G_{тр}$ — масса тары (вагонеток, поддонов, ящиков и т. д.), кг/ч, $c_{тр}$ — средняя теплоемкость тары, Дж/(кг·К), $t_{тр}$ — температура, до которой нагревается тара, °С

Потери теплоты с водой, охлаждающей некоторые детали печи, определяют по формуле, Дж/ч:

$$Q_{5охл} = Dc(t'' - t'),$$

где D — расход охлаждающей воды, кг/ч, c — теплоемкость воды, Дж/(кг·К), t' и t'' — начальная и конечная температуры воды, °С Обычно $t' = 20\ \ 30$ °С, $t'' = 50\ \ 60$ °С

Теплота, аккумулированная кладкой, Дж:

$$Q_6 = V_{кл} \rho_{кл} c_{кл} t_{кл},$$

где $V_{кл}$ — объем кладки, м^3, $\rho_{кл}$ — плотность кладки, кг/м^3, $c_{кл}$ — теплоемкость кладки, Дж/(кг·К), $t_{кл}$ — средняя температура стен кладки, находится на основании расчета нагрева стен, °С

Приравнивая статьи прихода и расхода теплоты, можно определить расход газа:

$$B = \frac{G(c''_м t''_м - c'_м t'_м) + Q_{5кл} + Q^5_{изл} + \\ Q^р_н + \alpha V_0 c'_{рm} t_в + c'_{рm} t_г - \Sigma V c'_{рm} t_{ух} - \\ + Q_{5тр} + Q_{5охл} + Q_6 - 5{,}65 \cdot 10^6 \cdot G_a}{-(0{,}005\ \ 0{,}015) Q^р_н} \text{ м}^3/\text{ч}$$

Учитывая недостаточную точность расчета отдельных составляющих баланса теплоты, полученное значение расхода топлива следует увеличить на 10..15%.

18.3. Схемы обвязочных газопроводов на котлах и в печах

Принципиальные схемы обвязочных газопроводов должны быть построены таким образом, чтобы была обеспечена безопасная эксплуатация агрегата. В зависимости от типа горелок, запорной арматуры, давления газа и производительности агрегата выбирают необходимое число последовательно устанавливаемых отключающих устройств, предотвращающих утечку газа в топку неработающего агрегата; прокладывают трубопроводы безопасности; предусматривают автоматические клапаны блокировки газа и воздуха; устанавливают специальные штуцера с пробками, позволяющие периодически производить

проверку герметичности запорной арматуры. Продувочные линии проектируют так, чтобы непродуваемые участки газопровода имели минимальную протяженность.

Схема газопроводов усложняется в следующих случаях: при использовании газа среднего давления, при применении в качестве отключающих устройств задвижек, которые менее герметичны, чем краны, при агрегатах большой производительности и больших размеров. Если используют горелки турбулентного смешения с вентиляторным дутьем, то на газопроводах устанавливают клапаны блокировки газа и воздуха, автоматически прекращающие подачу газа к горелкам при падении давления в воздуховоде.

Наиболее простую схему газопроводов применяют для агрегатов, оборудованных эжекционными горелками низкого давления и отключающими устройствами-кранами (рис. 18.10). По этой схеме перед каждой горелкой устанавливают рабочий кран *1*, а на ответвлении газопровода к агрегату — главный кран *2*, который одновременно является контрольным краном. Главный кран отключает полностью агрегат, а рабочий — регулирует производительность горелок и выключает отдельные горелки. Продувку цехового газопровода осуществляют через кран *5* при закрытых кранах *1, 2* и *10*. Ответвление к агрегату продувают после цехового газопровода через кран *10*, при этом краны *1* и *5* закрыты. Окончание продувки определяют анализом пробы газа, забираемого через запальник *11*.

Для предотвращения утечек газа через запорную арматуру в топки неработающих агрегатов кран *10* находится в открытом положении, пропуская утечки через закрытый кран *2* в атмосферу по объединенному продувочному трубопроводу *8*. Проверить герметичность кранов можно, наблюдая за изменением давления по манометру *6* при поочередном закрывании кранов. Проверка герметичности кранов *1* и *2* с помощью манометра производится следующим образом. При закрытых кранах *1* и *2* открывается кран *10* и коллектор *9* сообщается с атмосферой. После установления в коллекторе атмосферного давления кран *10* закрывается. Если давление в коллекторе, контролируемое манометром *6*, быстро повышается, то это говорит о том, что кран *2* негерметичен. Для проверки кранов *1* коллектор *9* ставят под максимальное давление, для чего открывают кран *2*, затем закрывают его. Если давление в коллекторе быстро падает, то это значит, что краны *1* пропускают газ.

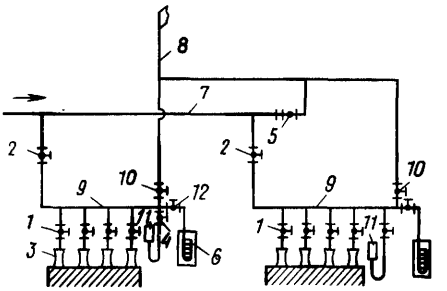


Рис. 18.10. Схема газопроводов на агрегатах, оборудованных эжекционными горелками низкого давления и отключающими устройствами-кранами
1— рабочий кран; *2*— главный (контрольный) кран; *3*— эжекционная горелка; *4*— кран на штуцере к запальнику; *5, 10*— краны на продувочном трубопроводе; *6*— манометр; *7*— цеховой газопровод; *8*— объединенный продувочный трубопровод; *9*— коллектор (ответвление) к агрегату; *11*— запальник; *12*— кран перед манометром

Рассмотренная схема достаточно надежна и безопасна и может быть использована при газоснабжении отопительных котельных, коммунальных и небольших промышленных предприятий. Для газоснабжения предприятий с малыми расходами (например, предприятий общественного питания) схему можно упростить, исключив продувочный трубопровод. В этом случае продувку производят через резиновый шланг, присоединяемый к штуцеру дальнего агрегата.

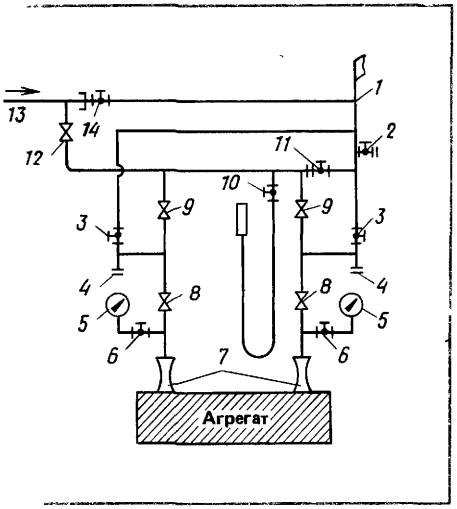


Рис. 18.11. Схема газопроводов на агрегатах, оборудованных эжекционными горелками среднего давления и отключающими устройствами-задвижками
1— объединенные продувочный трубопровод и трубопровод безопасности; *2*— кран с пробкой для взятия пробы при продувке газопровода; *3*— кран на трубопроводе безопасности; *4*— штуцер с пробкой; *5*— показывающий манометр; *6*— кран на штуцере к манометру; *7*— газовая эжекционная горелка среднего давления; *8*— рабочее отключающее устройство; *9*— контрольно-отключающее устройство; *10*— кран на штуцере к запальнику; *11, 14*— краны на продувочных трубопроводах; *12*— главное отключающее устройство; *13*— цеховой газопровод

Схема газопроводов на агрегате, оборудованном эжекционными горелками среднего давления и отключающими устройствами-задвижками, показана на рис. 18.11. Для надежности отключения агрегата установлены последовательно три задвижки: главная — для отключения всего агрегата, контрольная — для отключения горелки и рабочая — для регулировки произвольности горелки и ее отключения. Схема предусматривает трубопровод безопасности, который обеспечивает сброс утечек газа через закрытые отключающие устройства (задвижки) *12* и *9* в атмосферу через кран *3*, который открыт при неработающем агрегате. Следовательно, при закрытых задвижках *8, 9* и *12* газ не может попасть в топку агрегата, даже если его пропускают задвижки *12* и *9*. Продувочный трубопровод объединяют с трубопроводом безопасности. Для периодической проверки герметичности задвижек имеется штуцер *4* с пробкой, к которому присоединяют переносной манометр. В случае применения кранов вместо задвижек эта схема может быть упрощена установкой одного контрольного крана на группу горелок как можно ближе к первой горелке по ходу газа.

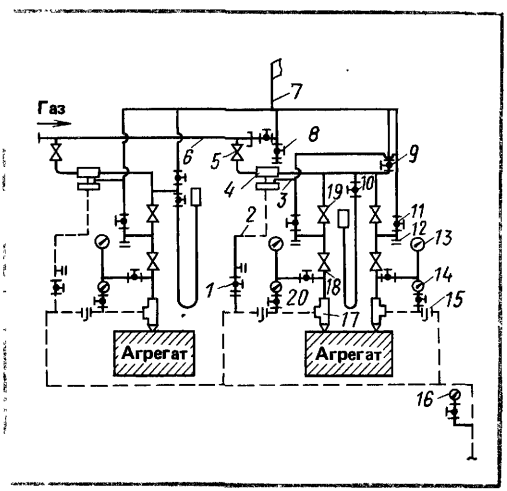


Рис. 18.12. Схема газопровода на агрегатах, оборудованных дутьевыми горелками низкого и среднего давления и отключающими устройствами-задвижками
1— кран; *2*— импульсный трубопровод; *3*— сбросной трубопровод; *4*— клапан блокировки газа и воздуха; *5*— главная задвижка; *6*— цеховой газопровод, *7*— объединенный трубопровод безопасности и продувочный трубопровод; *8*— кран с пробкой для взятия пробы при продувке цехового газопровода; *9*— кран на продувном трубопроводе; *10*— кран на штуцере к запальнику; *11*— кран на трубопроводе безопасности, *12*— штуцер с пробкой; *13*— показывающий манометр на газопроводе; *14*— показывающий манометр на воздуховоде; *15*— заслонка на воздуховоде; *16*—показывающий манометр на воздуховоде после вентилятора, *17*— дутьевая горелка; *18*— рабочая задвижка; *19*— контрольная задвижка; *20*— кран на штуцере к манометру

Принципиальные схемы газопроводов на агрегатах, оборудованных дутьевыми смесительными горелками (рис. 18.12), отличаются тем, что на газопроводе между главными контрольными отключающими устройствами устанавливают для каждого агре-

гата отдельно клапан блокировки газа и воздуха *4*. Поэтому при выходе клапана из строя опасности загазованности будет подвергаться только один агрегат. Для возможности зажигания горелок импульсный трубопровод *2* от клапана присоединяют к воздуховоду до шибера. На импульсной линии устанавливают кран *1* и штуцер с пробкой для сброса давления воздуха. Это позволяет проверять герметичность отключения газа клапаном блокировки.

Схему газопроводов на агрегатах, оборудованных горелками низкого или среднего давления и задвижками в качестве отключающих устройств, при использовании кранов можно упростить, заменив контрольные краны одним краном на весь агрегат. При малых расходах газа, применении кранов и горелок низкого давления схема упрощается аналогично схеме, показанной на рис. 18.10.

18.4. Основные задачи автоматизации газоиспользующих установок

Автоматическое регулирование процесса горения значительно повышает экономичность газоиспользующих установок. Применение автоматики обеспечивает безопасность использования газа, улучшает условия труда обслуживающего персонала и способствует повышению его технического уровня. Комплексная автоматика состоит из следующих основных систем: автоматики регулирования, автоматики безопасности, аварийной сигнализации и теплотехнического контроля.

Автоматика регулирования коммунально-бытовых газовых приборов котлов и промышленных печей предназначена для управления процессом горения газа таким образом, чтобы газоиспользующая установка работала на заданном технологическом режиме при соблюдении оптимальных показателей горения газа. Так, у отопительных водогрейных котлов автоматически изменяется температура горячей воды в соответствии с изменением температуры наружного воздуха; у паровых котлов поддерживается постоянным давление пара; у промышленных печей контролируется температура в рабочем объеме печи и т. д.

Автоматика безопасности обеспечивает безаварийную работу агрегата, немедленно прекращая подачу газа к горелкам при различного рода нарушениях работы газоиспользующей установки. Контролируются следующие параметры:

1) давление газа перед горелками. При повышении или понижении давления газа перед горелками на 20...25% против установленного максимального и минимального значения подача должна прекратиться;

2) горение факела в топке. При погасании пламени в топочном пространстве должна немедленно прекращаться подача газа;

3) давление воздуха. При падении давления газ отключается;

4) разрежение в топке. При понижении разрежения в топках котлов до 3...5 Па подача газа должна прекращаться;

5) температура воды или давление пара в котле. Если величины этих параметрв превышают максимально допустимые, то это должно приводить к прекращению подачи газа;

6) уровень воды в котле. При нарушении допустимых значений уровня газ отключается.

Автоматика должна обладать самоконтролем, т. е. при прекращении подачи энергии, приводящей в действие приборы автоматики, или при нарушении работы какого-либо элемента автоматики должна прекращаться подача газа к горелкам. Кроме указанных параметрв должна контролироваться загазованность помещений, где находятся газоиспользующие агрегаты.

При аварийном отключении агрегата подаются световой и звуковой сигналы. Для ведения правильного и экономичного технологического про-

цесса, учета и анализа работы оборудования агрегаты оснащены приборами теплотехнического контроля. В зависимости от конкретных условий газоиспользующий агрегат может быть автоматизирован полностью или частично. В последнем случае автоматизируются лишь отдельные его элементы.

18.5. Эксплуатация газоиспользующих агрегатов. Техника безопасности

При пуске газоиспользующего агрегата производят наладку газогорелочных устройств и автоматики. В объем наладочных работ входит продувка газопроводов, а при первичном пуске — еще и сушка агрегата. Первичный пуск котлов, печей и других установок, работающих на газе, производят после испытаний газопроводов и оборудования. При этом должен быть пусковой акт, выданный технической инспекцией, а также соответственно подготовлен обслуживающий персонал. Перед пуском проверяют соответствие производственного помещения или котельной техническим условиям, качество выполнения монтажных работ и соответствие их проекту. Первым этапом работы являются пуск местной газорегуляторной установки и продувка газопроводов до горелок. В процессе пуска ГРУ настраивают регулятор и предохранительные клапаны. При работе горелок на низком давлении минимальное давление для настройки предохранительного клапана принимают равным 200 Па, а максимальное — 3...5 кПа. После окончания продувки газопроводов и проверки герметичности соединений приступают к розжигу газовых горелок.

При наладке автоматики котла или другой установки проверяют качество работы отдельных приборов и элементов, устраняют возможные неисправности и добиваются работы автоматики с требуемыми показателями. Сначала налаживают автоматику безопасности, а затем автоматику регулирования. Наладку газовых горелок производят для выявления оптимального режима, при котором горелки обеспечивают номинальную производительность агрегата с лучшими теплотехническими показателями. При наладке добиваются работы горелок с оптимальными избытками воздуха и минимальной химической неполнотой сгорания. Регулируют горелки в целях обеспечения устойчивого сжигания газа в требуемом диапазоне производительности агрегата. Результаты наладки, рекомендуемые режимы и полученные теплотехнические показатели агрегата фиксируют в специальном акте. Для обеспечения работы газоиспользующих агрегатов с высокими показателями в процессе эксплуатации за ними ведут непрерывный контроль. Расход газа, количество вырабатываемой теплоты и основные теплотехнические параметры измеряют приборами. Результаты измерений и наблюдений за работой горелок, автоматики, котлов и печей записывают в журнал.

Во избежание пожаров, взрывов и отравлений при работе на газовом топливе следует соблюдать правила техники безопасности. Прежде всего необходимо предупреждать образование взрывоопасных смесей в помещениях, газоходах и дымовых каналах. Для этого систематически контролируют: плотность газопроводов, арматуры и газовой аппаратуры; состояние дымоходов и вентиляционных установок; исправность всех запорных и предохранительных устройств. В целях безопасности устанавливают необходимые площади застеклений и открытых проемов, устраивают взрывные клапаны и легкосбрасываемые перекрытия. Работу горелок поддерживают на таких режимах, при которых исключается возможность обратного удара пламени. Для максимальной безопасности при использовании газа следует широко применять автоматику и допускать к эксплуатации газоиспользующих агрегатов только опытный и обученный персонал.

Глава 19

Газоснабжение зданий

19.1. Устройство внутридомовых газопроводов

В жилые, общественные и коммунальные здания газ поступает по газопроводам от городской распределительной сети. Эти газопроводы состоят из абонентских ответвлений, подводящих газ к зданию, и внутридомовых газопроводов, которые транспортируют газ внутри здания и распределяют его между отдельными газовыми приборами. Во внутренних газовых сетях жилых, общественных и коммунальных зданий можно транспортировать только газ низкого давления.

Газопровод вводят в жилые и общественные здания через нежилые помещения, доступные для осмотра труб. Вводы газопроводов в общественные и коммунально-бытовые здания осуществляют в коридоры или непосредственно в помещения, в которых установлены газовые приборы. Можно устраивать вводы в технические коридоры и подполья только при подводке к указанным зданиям наружных газопроводов низкого давления во внутриквартальных коллекторах. Вводы газопроводов влажного газа следует укладывать с уклоном в сторону распределительного газопровода.

На вводе газопровода в здания устанавливают отключающее устройство, которое монтируют снаружи здания. Место установки должно быть доступно для обслуживания и быстрого отключения газопровода. Внутри здания отключающие устройства размещают в лестничных клетках, тамбурах и коридорах. Разводящие газопроводы прокладывают по верху стен первого этажа.

Газовые стояки прокладывают в кухнях, лестничных клетках или коридорах. Нельзя прокладывать стояки в жилых помещениях, ванных комнатах и санитарных узлах. На стояках и разводящих газопроводах устанавливать пробки запрещается. Если от одного ввода в жилое здание газ подают к нескольким стоякам, то на каждом из них устанавливают *кран* или *задвижку*. В одно — пятиэтажных зданиях отключающие устройства на стояках не устанавливают. Транзитные газопроводы прокладывать через жилые помещения нельзя. Перед каждым газовым прибором устанавливают краны. На газопроводах после кранов по ходу газа предусматривают сгоны. При наличии газового счетчика кран устанавливают также и перед ним. Газопроводы внутри здания выполняют из стальных труб. Трубы соединяют сваркой. Резьбовые и фланцевые соединения допускают только в местах установки отключающих устройств, арматуры и приборов.

Газопроводы в зданиях прокладываются открыто. При соответствующем обосновании допускают скрытую прокладку в бороздах стен, которые закрывают щитами с отверстиями для вентиляции. В помещениях котельных, предприятий коммунально-бытового обслуживания и общественного питания, а также в лабораториях подводящие газопроводы к отдельным агрегатам и газовым приборам можно прокладывать в штробе бетонного пола с заливкой цементом. В этом случае трубы должны иметь противокоррозионную изоляцию. На участке газопровода, заделанном в пол, не должно быть запорных устройств и резьбовых соединений. Газопроводы для осушенного газа прокладывают без уклона, а для влажного газа — с уклоном не менее 0,003. При наличии газового счетчика уклон имеет направление от счетчика к стояку и газовым приборам.

Газопроводы, пересекающие фундаменты, перекрытия, лестничные пло-

щадки, стены и перегородки, следует заключать в стальные футляры. В пределах футляра газопровод не должен иметь стыковых соединений, а пространство между ним и футляром должно быть заделано просмоленной паклей и залито битумом. Конец футляра выводят над полом на 3 см.

В жилых зданиях газопроводы крепят к стенкам с помощью крюков. При диаметре трубы более 40 мм крепление выполняют с помощью кронштейнов. Расстояние между опорами принимают не более: 2,5 м (при ∅ трубы 15 мм), 3,5 м (при ∅ 25 мм) и 5 м (при ∅ 50 мм). Зазор между трубой и стеной принимают 1,5—2 см. Трубы в технических коридорах укладывают на бетонные или кирпичные столбы на расстоянии от пола не менее 0,3 м. Расстояние между открыто проложенным электропроводом и стенкой газопровода должно быть не менее 10 см. Газопроводы, пересекающиеся с электропроводом, заключают в резиновую или эбонитовую трубку.

19.2. Расчет внутридомовых газопроводов

Расчет внутридомовых газопроводов производят после выбора и размещения оборудования и составления схемы газопроводов. Расчетный перепад давления газа увязывают с перепадом давления в распределительной сети. Суммарный расчетный перепад, включающий потери в распределительных газопроводах, абонентских ответвлениях и внутридомовых газопроводах, целесообразно принимать величиной $0{,}7p_0$ (p_0 — номинальное давление газа перед приборами). Расчетные расходы принимают с учетом неравномерности потребления газа.

Расчет газопровода для трехсекционного пятиэтажного жилого дома (рис. 19.1), **снабжаемого природным газом.** В доме имеются 10 однокомнатных, 45 двухкомнатных и 5 трехкомнатных квартир. Одно- и двухкомнатные квартиры оборудованы совмещенным санитарным узлом, а трехкомнатные — раздельным санитарным узлом. Объем кухонь у однокомнатных квартир 13 м^3, а у двухкомнатных и трехкомнатных — 15 м^3. В кухнях однокомнатных и двухкомнатных квартир установлены двухконфорочные плиты с духовым шкафом и проточные водонагреватели, в кухнях трехкомнатных квартир — четырехконфорочные плиты с духовыми шкафами и водонагреватели.

Газопроводы жилого дома присоединяют к внутриквартальным газопроводам низкого давления на расстоянии 6 м от здания. В каждой лестничной клетке прокладывают цокольный ввод и на каждом вводе снаружи здания устанавливают пробочный кран. Стояки прокладывают по кухням. На каждом ответвлении к стояку на первом этаже устанавливают отключающие краны. Краны ставят также перед каждым газовым прибором. Газопроводы прокладывают без уклона. Расчетная схема газопроводов показана на рис. 19.2.

Продукты сгорания от водонагревателей отводят по индивидуальным каналам, которые расположены в капитальных внутренних стенах. В этих стенах предусмотрены вентиляционные каналы кухонь и санузлов (см рис. 19.1, *б*). Теплота сгорания газа $Q_н^c = 36\,000$ кДж/м^3. Расчетный перепад давлений принимают равным 500 Па. Расчетные расходы определяют по методике, разработанной в МИСИ имени В. В. Куйбышева. Находят потери давления в газопроводах по графикам. Рассчитывают газопроводы, соединяющие распределительную сеть с дальним газовым прибором, т. е. водонагревателем в квартире на 5-м этаже, присоединенным к стояку *12*. Все расчеты сводят в табл. 19.1. Расчет выполняют в такой последовательности:

1) определяют расчетные расходы для всех участков;

2) задают диаметры участков;

3) определяют сумму коэффициентов местных сопротивлений (для каж-

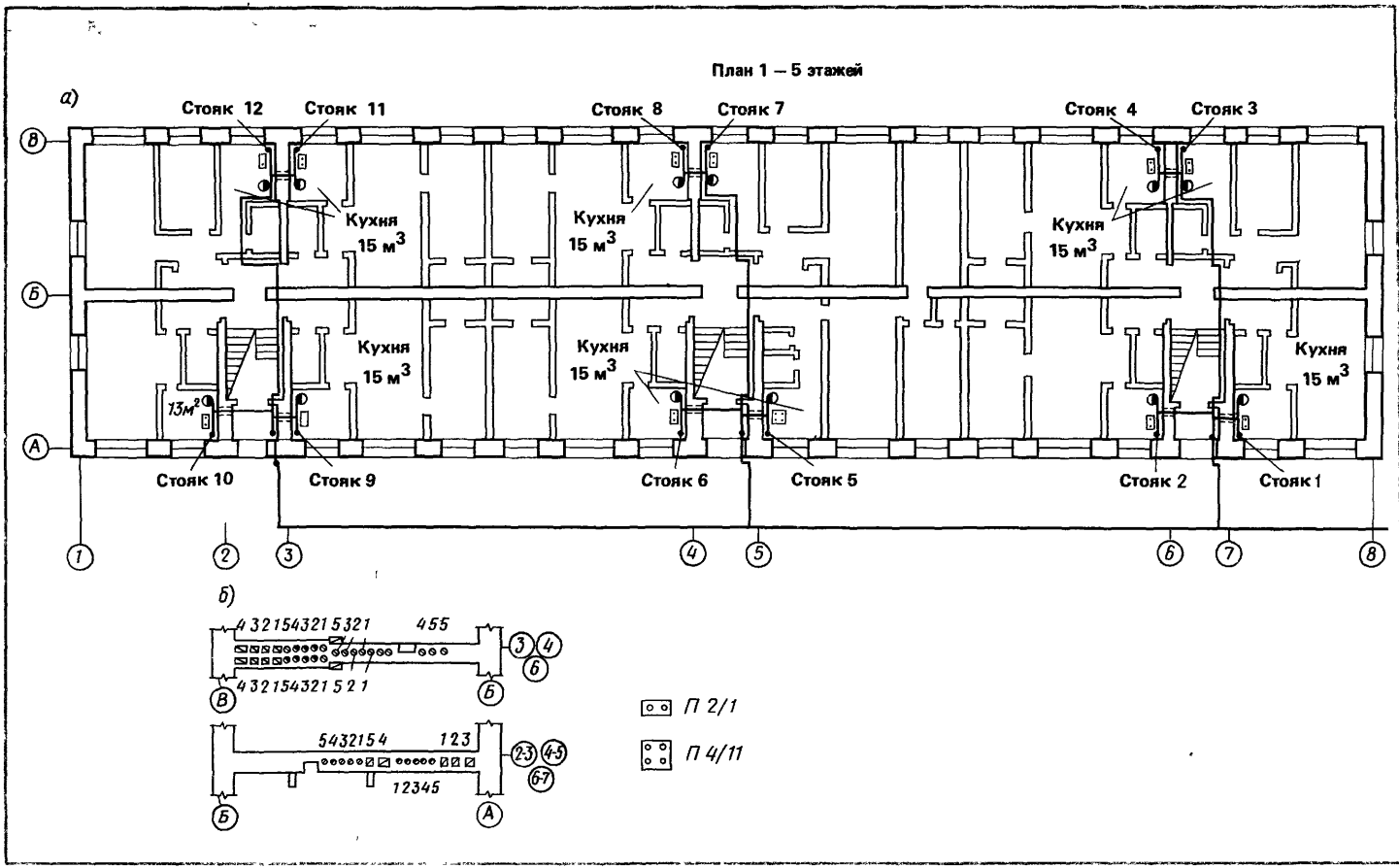


Рис. 19.1. Схема газоснабжения пятиэтажного жилого дома
а — расположение газопроводов в плане, *б* — развертка каналов по осям стен

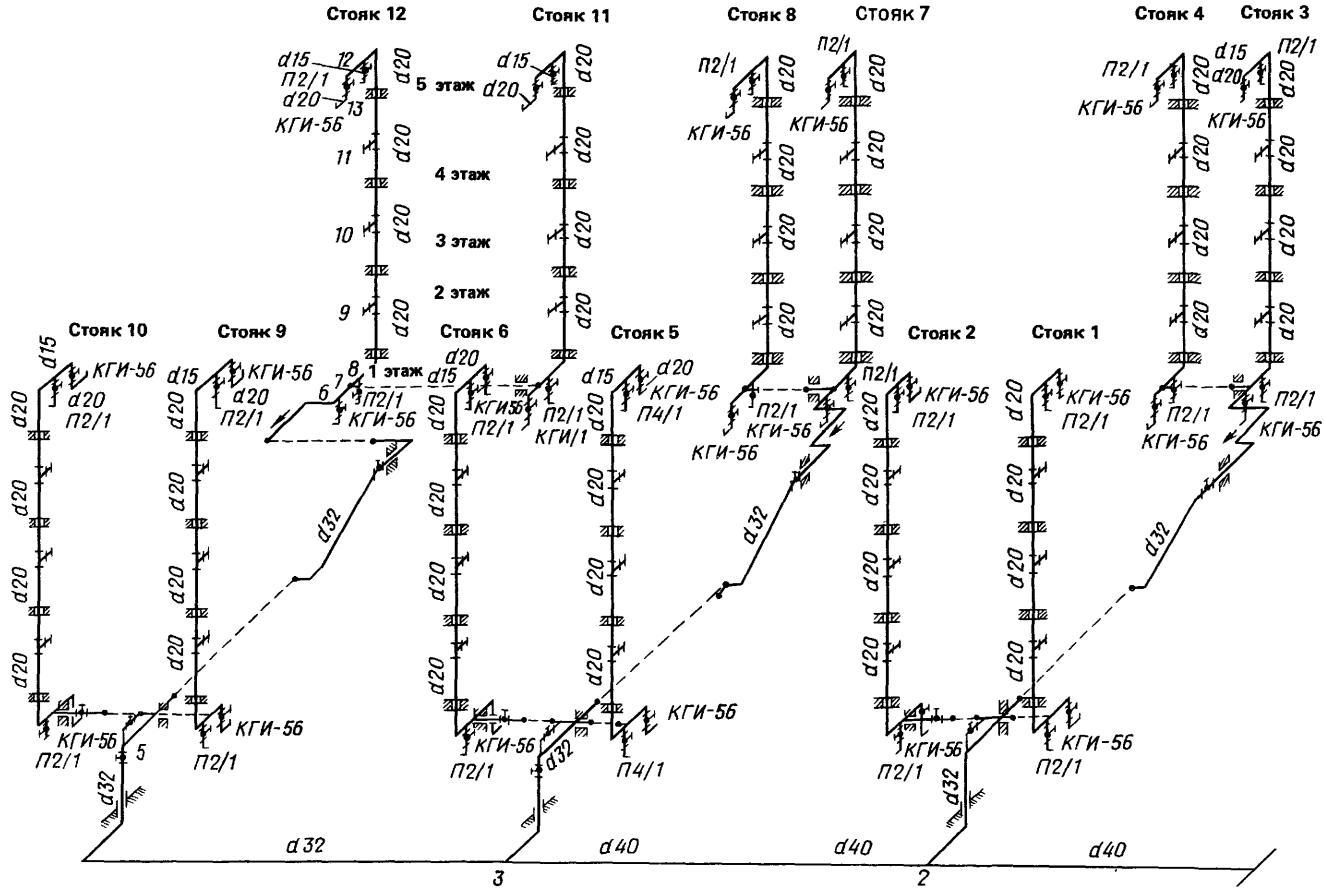


Рис. 19.2. Расчетная схема газопроводов

Таблица 19.1. **Результаты гидравлического расчета внутридомового газопровода (см. рис. 19.3)**

№ участка	Расчетный расход газа, $м^3/ч$	Диаметр условного прохода газопровода, мм	Длина участка, м	Сумма коэффициентов местных сопротивлений	Эквивалентная длина при $\zeta=1$, м	Эквивалентная длина местных сопротивлений, м	Расчетная длина участка, м	Удельные потери, Па на 1 м	Потери давления на участке, Па	Разность геометрических отметок участка, м	Гидростатическое давление, Па	Потери давления с учетом гидростатического давления, Па	Местные сопротивления участка и значение их коэффициентов
13—12—11	3,04	20	5,3	7	0,505	3,54	8,84	4,0	35,36	2,05	10,25	25,1	Один угольник: $\zeta=2,1$; отвод 90°; $\zeta=0,3$, пробочный кран $\zeta=2$; отвод 90°, $\zeta=0,3$; тройник проходной, $\zeta=1$, отвод 90°, $\zeta=0,3$; тройник проходной, $\zeta=1$, $\Sigma\zeta=7$
11—10	3,62	20	2,75	1	0,505	0,5	3,25	6,0	19,5	2,75	13,75	5,6	Тройник проходной, $\zeta=1$
10—9	3,86	20	2,75	1	0,505	0,5	3,25	7,0	22,8	2,75	13,75	9,1	Тройник проходной, $\zeta=1$
9—8	4,53	20	3,2	1,3	0,505	0,66	3,86	9,5	36,7	3,2	11	25.7	Тройник проходной, $\zeta=1$, огвод 90°, $\zeta=0,3$, $\Sigma\zeta=1,3$
8—7	5,44	20	0,3	1	0,505	0,5	0,8	13,0	10,4	—	—	10,4	Тройник проходной, $\zeta=1$
7(6)—5	8,82	32	13,6	5,8	0,95	5,5	19,1	2,4	45,8	1,4	7	38,8	Тройник проходной; $\zeta=1$; пробочный кран $\zeta=2$: шесть отводов 90°; $\zeta=0,3\times6=1,8$ Тройник поворотный $\zeta=1$, $\Sigma\zeta=5,8$
5—3	14,79	32	21,2	3,6	1,0	3,6	24,8	6	148,8	3,3	16	132,8	Пробочный кран $\zeta=2$, тройник проходной $\zeta=1$; два отвода 90°; $\zeta=0,3\times2=0,6$, $\Sigma\zeta=3,6$
3—2	27,38	50	16	1	1,6	1,6	17,6	2,8	49,3	—	—	49,3	Тройник проходной, $\zeta=1$
2—1	36,49	50	12	1,5	1,7	2,6	14,6	5,5	80,3	—	—	80,3	Тройник проходной, $\zeta=1$

Итого потери во внутридомовых газопроводах 377,1
Потери давления в трубах и арматуре водонагревателя 90
Суммарные потери 467,1

дого участка значения коэффициентов ζ выбирают по табл. 6.1);

4) по графикам (см. рис. 6.4 и 6.6) находят удельные потери на трение и эквивалентные длины коэффициента $\zeta=1$;

5) определяют расчетные длины участков и потери давления на них;

6) рассчитывают дополнительное избыточное давление по формуле

$$p=gH(1{,}29-\rho_{\text{газа}}),$$

где H — разность геометрических отметок конца и начала участка, считая по ходу газа, м;

7) определяют потери давления на участках с учетом дополнительного давления;

8) определяют суммарные потери в газопроводах с учетом потерь в трубах и арматуре прибора (до газовых горелок). Примерные значения потерь давления в трубах и арматуре газовых приборов составляют: в плитах — 40...60 Па, в водонагревателях — 80...100 Па;

9) полученные суммарные потери сравнивают с расчетным перепадом давления. Производят пересчет (если это необходимо).

Пример. Определить расчетные расходы (см. рис 19.2). Участок *13—12—11*: стояк, подводящий газ к одной двухкомнатной квартире (условно считаем расход газа на участке *13—12* таким же, как и на участке *12—11*), расчетный расход находим по формуле (5 13):

$$Q_{\text{р}}=\sum_{1}^{n} K_{\text{ч г}}^{\text{макс}}\,\frac{Q_{\text{год кв}}}{8760}\,N=$$

$$=39{,}978\frac{8\,000\,000\cdot 3}{36\,000\cdot 8760}=$$

$$=39{,}978\cdot 0{,}076=3{,}04\ \text{м}^3/\text{ч},$$

где $K_{\text{ч г}}^{\text{макс}}$ — коэффициент неравномерности потребления (выбираем по табл. 5.11); $Q_{\text{год кв}}$ — годовой расход газа на квартиру (берем по табл 5.11), считая населенность однокомнатной квартиры 2 чел., двухкомнатной — 3 чел., трехкомнатной — 5 чел.); N — число квартир.

Участок *11—10*: к нему присоединены 2 двухкомнатные квартиры. Расчетный расход определяем по формуле (5 13).

$$Q_{\text{р}}=23{,}809\cdot 0{,}076\cdot 2=3{,}62\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Участки *10—9*, *9—8* и *8—7* рассчитаем аналогично; расчетные расходы для них равны: 3,86; 4,53; 5,44 м^3/ч.

Участки *7(6)—5*: к ним присоединены 10 двухкомнатных квартир (на участке *7—6* условно считаем расход такой же, как и на участке *6—5*). Расчетный расход равен:

$$Q_{\text{р}}=11{,}608\cdot 0{,}076\cdot 10=8{,}82\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Участок *5—3*. К нему присоединены 15 двухкомнатных квартир и 5 однокомнатных. Расчетный расход равен:

$$Q_{\text{р}}=10{,}03\cdot 0{,}076\cdot 15+$$

$$+13{,}191\frac{8\,000\,000\cdot 2}{36\,000\cdot 8760}\cdot 5=14{,}79\ \text{м}^3/\text{ч},$$

где коэффициенты неравномерности берем для одно- и двухкомнатных квартир для общего числа квартир (т. е. для 20) по табл. 5.11:

Участок *3—2*:

$$Q_{\text{р}}=27{,}38\ \text{м}^3/\text{ч};$$

Участок *2—1*:

$$Q_{\text{р}}=36{,}49\ \text{м}^3/\text{ч}.$$

Все дальнейшие расчеты сводим в табл. 19 1. Суммарные потери во внутридомовом газопроводе составляют 467,1 Па. Для остальных участков диаметры назначаем, ориентируясь на проведенные расчеты.

19.3. Газовые приборы

В жилых и общественных зданиях газ используют для приготовления пищи и горячей воды. Основными приборами, которые применяют для газоснабжения зданий, являются плиты, водонагреватели, кипятильники, пищеварочные котлы, духовые шкафы и холодильники. Работа газовых приборов характеризуется следующими показателями: 1) тепловой нагрузкой, или количеством теплоты в газе, которая расходуется прибором, в кВт; 2) производительностью, или количеством полезно используемой теплоты, которая передается нагреваемому телу, в кВт; 3) КПД, представляющим собой отношение производительности к тепловой нагрузке прибора.

Номинальной считают такую нагрузку, при которой газовый прибор работает наиболее эффективно, т. е. с наименьшим химическим недожогом газа, наибольшим КПД, и развивает номинальную производительность. При номинальной нагрузке в конструктивных элементах прибора не должно возникать опасных тепловых напряжений, сокращающих срок его службы. Предельной (максимальной)

тепловой нагрузкой считают нагрузку, превышающую номинальную на 20%. При этой нагрузке не должны заметно ухудшаться показатели работы прибора. Газовые приборы, устанавливаемые в жилых и общественных зданиях, работают на низком давлении, их оборудуют эжекционными горелками атмосферного типа.

Бытовые газовые плиты изготовляют двух-, трех- и четырехконфорочными с духовыми шкафами и без них. Они состоят из следующих основных частей: корпуса, рабочего стола с конфорочными вкладышами, духового шкафа, газовых горелок (конфорочных — верхних, а также для шкафа), газораспределительного устройства с кранами. Детали бытовых плит изготовляют из термически стойких, коррозионно-устойчивых и долговечных материалов. Поверхность и детали плиты (кроме задней стенки) покрыты белой эмалью. Высота рабочего стола бытовых плит 850 мм, а ширина — не менее 500 мм. Расстояние между центрами соседних конфорок 230 мм. Конфорочные горелки имеют следующие номинальные нагрузки: нормальную мощность 1,9 кВт, повышенную — 2,8 кВт.

Четырехконфорочные плиты могут иметь одну горелку повышенной мощности. Номинальная нагрузка горелок должна обеспечивать равномерный разогрев духового шкафа до температуры 285...300 °С не более чем за 25 мин. По действующему ГОСТу КПД конфорочных горелок должен быть не менее 56%, а КПД плит с отводом продуктов сгорания в дымоход — не менее 40%. Содержание оксида углерода в продуктах сгорания при работе горелок с номинальной нагрузкой не должно превышать 0,05 % в пересчете на сухие дымовые газы и избыток воздуха, равный единице ($\alpha=1$). Отрегулированные горелки должны работать устойчиво, без отрыва и проскока пламени, при изменении теплоты сгорания газа в пределах $\pm 10\%$ и тепловой нагрузке от предельной до 0,2 номинальной.

Бытовые газовые плиты оборудуют атмосферными горелками с отводом продуктов сгорания непосредственно в кухню. Часть воздуха, необходимого для горения (первичный воздух), эжектируется газом, вытекающим из сопел горелок; остальная часть (вторичный воздух) поступает к пламени непосредственно из окружающей среды. Воздух к горелкам духового шкафа поступает через специальные щели и отверстия в плите. Продукты сгорания конфорочных горелок проходят через щель между дном посуды и рабочим столом плиты, поднимаются вдоль стенок посуды, обогревая их, и поступают в окружающую атмосферу. Продукты сгорания обогревают духовой шкаф и поступают в кухню через отверстия в боковых стенках или задней стенке плиты. Отвод продуктов сгорания непосредственно в помещение предъявляет высокие требования к конструктивным качествам горелок, которые должны обеспечивать полное сгорание газа.

Основными причинами, вызывающими химическую неполноту сгорания газа у конфорочных горелок, являются: а) охлаждающее действие стенок посуды, которое может привести к неполному протеканию химических реакций горения, образованию CO и сажи; б) неудовлетворительное перемешивание газа с первичным воздухом в проточной части эжектора; в) плохая организация подвода вторичного воздуха и отвода продуктов сгорания.

Для устранения указанных причин необходимо газогорелочные устройства плиты конструировать так, чтобы были соблюдены следующие условия: а) горелки должны работать с максимальным коэффициентом первичного воздуха, обеспечивающим устойчивое пламя при всех производительностях; б) расположение горелки по отношению к дну посуды должно обеспечивать хорошее омывание продуктами сгорания и исключать возможность соприкосновения внутреннего конуса пламени с ее дном; в) расстояние между дном посуды и горелкой

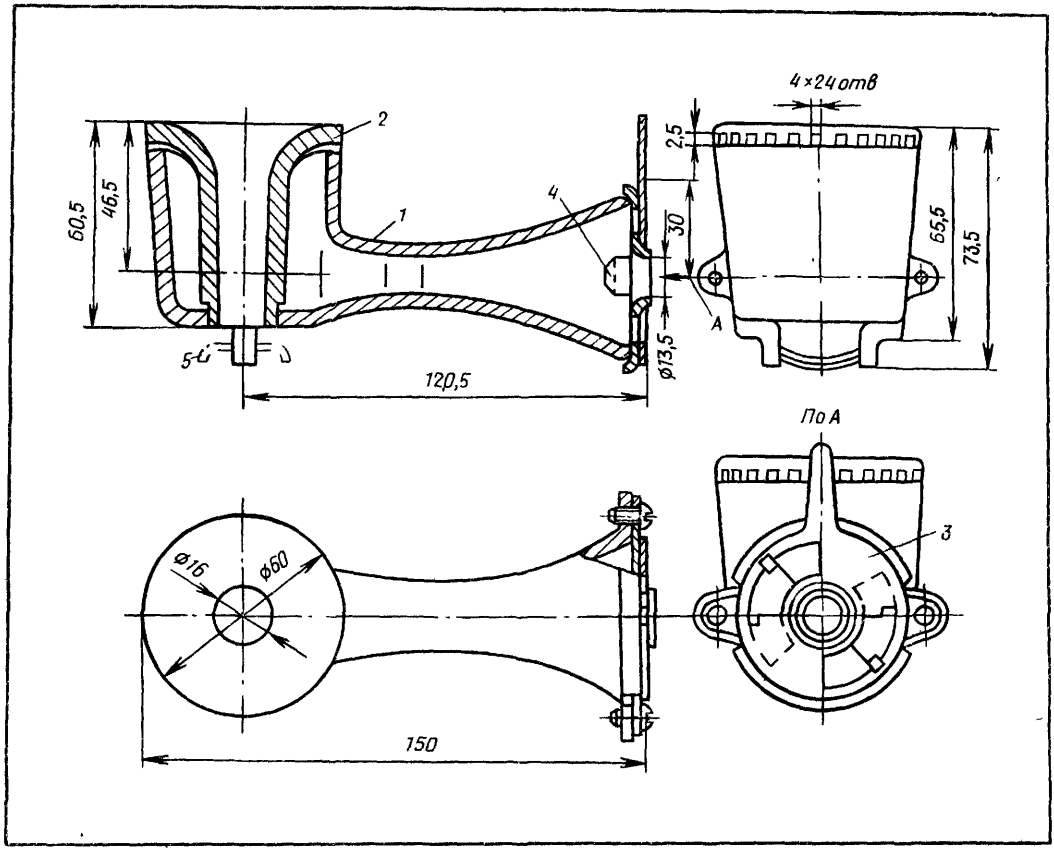


Рис. 19.3. Атмосферная газовая горелка для бытовой плиты
1 — эжекционная трубка, *2* — колпачок, *3* — заслонка для регулирования первичного воздуха, *4* — сопло

должно быть оптимальным, так как с увеличением этого расстояния возрастает избыток воздуха и понижается КПД горелки, а с уменьшением — растет химическая неполнота сгорания. Величина оптимального расстояния зависит от тепловой нагрузки, коэффициента первичного воздуха, размеров конфорочного отверстия и дна посуды. Для горелок с тепловой нагрузкой 1,75...1,9 кВт при диаметре конфорочных отверстий 200...220 мм величина оптимального расстояния равна примерно 20 мм; г) форма профиля проточной части эжекционной трубки должна быть оптимальной; д) обеспечен отвод продуктов сгорания через зазор между дном посуды и рабочим столом (зазор должен быть не менее 8 мм).

Чтобы плиты могли работать на газообразном топливе с различной теплотой сгорания, применяют несколько сменных сопел с диаметрами отверстий, соответствующими теплоте сгорания газа и номинальному давлению. Для предотвращения случайного открывания краны всех горелок должны иметь фиксаторы положения закрытия. Ручка крана духового шкафа должна отличаться от других ручек по форме или цвету. Стенки духового шкафа должны иметь тепловую изоляцию в виде воздушной прослойки или слоя изоляционного материала, чтобы температура на поверхности плиты не превышала 120 °С.

Четырехконфорочная плита ПГУ имеет рабочий стол с четырьмя вертикальными конфорочными горелками, показанными на рис. 19.3.

Плита имеет жарочный и сушильный шкафы. В дверку жарочного шкафа вмонтировано смотровое стекло. Жарочный шкаф изолирован шлаковатой. Стол плиты закрытый и снабжен прутковыми конфорочными решетками. Духовой шкаф размещен в средней части плиты и обогревается атмосферной горелкой, головка которой выполнена в виде кольцевой трубки.

У вертикальной конфорочной горелки отверстия в головке имеют выходные размеры и шаг, предотвращающие слияние язычков пламени. Для распространения пламени по огневым отверстиям стальная штампованная крышка имеет отбортовку, которая располагается над факелами горелки. Она обеспечивает кольцевание пламени, создающее условия для зажигания соседних факелов и обеспечивающее устойчивость горения по отношению к проскоку пламени.

Проточные и емкостные водонагреватели представляют собой теплообменные аппараты, служащие для местного горячего водоснабжения. У проточных водонагревателей режим приготовления горячей воды соответствует режиму потребления. Они нагревают воду до 50...60 °С и выдают ее через 1.. 2 мин после включения прибора. Их часто называют быстродействующими. У емкостных водонагревателей режим приготовления воды может не соответствовать режиму ее потребления. Вода в емкостных водонагревателях нагревается до 80...90 °С

Водонагреватели должны удовлетворять следующим требованиям:

1) КПД их должен быть не ниже 82%. Водонагреватели должны нормально работать при давлении водопроводной воды от 0,05 до 0,6 МПа. Постоянная температура горячей воды должна создаваться за 1...2 мин после включения прибора. В емкостных водонагревателях вода нагревается 60... 70 мин. Водонагреватели имеют прерыватели тяги и предохранители от обратной тяги. Температура продуктов сгорания перед тягопрерывателем должна быть не ниже 180 °С. Наружную поверхность водонагревателя покрывают белой эмалью; температура поверхности при работе аппарата на номинальной нагрузке не должна превышать температуру окружающего воздуха более чем на 50 °С;

2) водонагреватели должны быть снабжены основной и запальной горелками. Пламя запальной горелки мгновенно зажигает газ на основной горелке. Максимальный расход его через запальную горелку при номинальном давлении равен 35 л/с. Пламя основной горелки должно быть ровным. Высота пламени у проточных водонагревателей не должна превышать 80 мм при номинальной нагрузке и 150 мм при предельной. Горелки должны обеспечивать устойчивое горение газа без отрыва и проскока пламени при изменении тепловой нагрузки от 0,2 до 1,25 номинальной. При работе с предельной нагрузкой содержание оксида углерода CO в продуктах сгорания не должно превышать 0,1% объема сухих продуктов при теоретическом расходе воздуха $\alpha=1$,

3) каждый водонагреватель должен быть снабжен блокирующими и предохранительными устройствами, которые пропускают газ к основной горелке только при зажженном запальнике и прекращают подачу его, когда запальник гаснет.

Проточные водонагреватели оборудованы предохранительными устройствами, благодаря которым основная горелка выключается в случае прекращения разбора горячей воды или при падении давления ее ниже установленного предела. Емкостные водонагреватели оборудованы автоматикой регулирования температуры горячей воды, обеспечивающей отключение основной горелки при нагреве воды выше заданной величины. Проточные водонагреватели состоят из следующих основных частей: 1) теплообменника, включающего огневую камеру, змеевик и калорифер; 2) газовой горелки с запальником; 3) газоотводящего устройства с тягопреры-

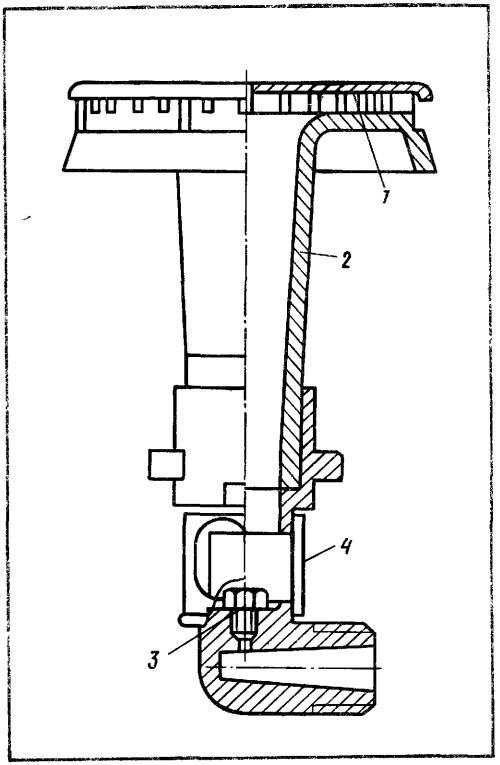


Рис. 19.4. Вертикальная конфорочная горелка
1— крышка, *2*— эпсекционная трубка, *3*— сопло; *4*— заслонка первичного воздуха

вателем и предохранителем обратной тяги; 4) блокирующих, предохранительных и регулирующих устройств; 5) наружного металлического эмалированного кожуха; 6) водоразборной системы с кранами и душевой сеткой.

Автоматический проточный водонагреватель ВПГ, предназначенный для многоточечного разбора воды, показан на рис. 19.5. Номинальная тепловая нагрузка водонагревателей типа ВПГ составляет 21...23 кВт. КПД аппарата не менее 82%. Водонагреватель рассчитан для работы на природном или сжиженном газе низкого давления. Расход природного газа составляет 2,1...2,6 м^3/ч, а паров сжиженного газа 0,8...1,0 м^3/ч. В продуктах сгорания при $\alpha=1$ содержится CO до 0,05%.

Огневая камера теплообменника водонагревателя состоит из медного кожуха, к поверхности которого припаян один виток медного змеевика, переходящего в калорифер. Калорифер собран из одного ряда медных пластин, припаянных к змеевику, состоящему из трех горизонтальных участков. Для предотвращения оплавления оловянного припоя используют медно-фосфористый припой, имеющий температуру плавления 860 °С. Основная часть теплоты передается калориферу. Под огневой камерой установлена газовая горелка атмосферного типа с повышенной эжекционной способностью. Горелка имеет две эжекционные трубки, которые присоединены к общей смесительной коробке. Каждое сопло имеет по три отверстия. Такая конструкция позволяет сократить размеры эжекционного смесителя. Коэффициент первичного воздуха равен 0,6...0,7. Процесс горения протекает устойчиво.

Газ поступает к горелкам через блок-кран, который обеспечивает подачу газа сначала к запальной горелке, а потом к основной. Блокировка подачи газа в основную горелку кроме блок-крана осуществляется автоматически с помощью электромагнитного клапана, работающего с термопарой. Газ может поступить в основную горелку только при работе запальной горелки. Предусмотрена блокировка подачи газа в зависимости от потока воды через аппарат. У водонагревателя имеется автоматическое устройство, отключающее газ при отсутствии тяги. Продукты горения отводят в дымоход через тягопрерыватель.

Тягопрерыватель представляет собой устройство, в котором дымоотводящая труба прерывается и ее внутреннее пространство сообщается с атмосферой. В результате этого значительно уменьшается влияние изменения тяги дымохода на работу водонагревателя. Продукты сгорания движутся через прибор под действием тяги, создаваемой самим прибором. Это приводит к стабильности работы

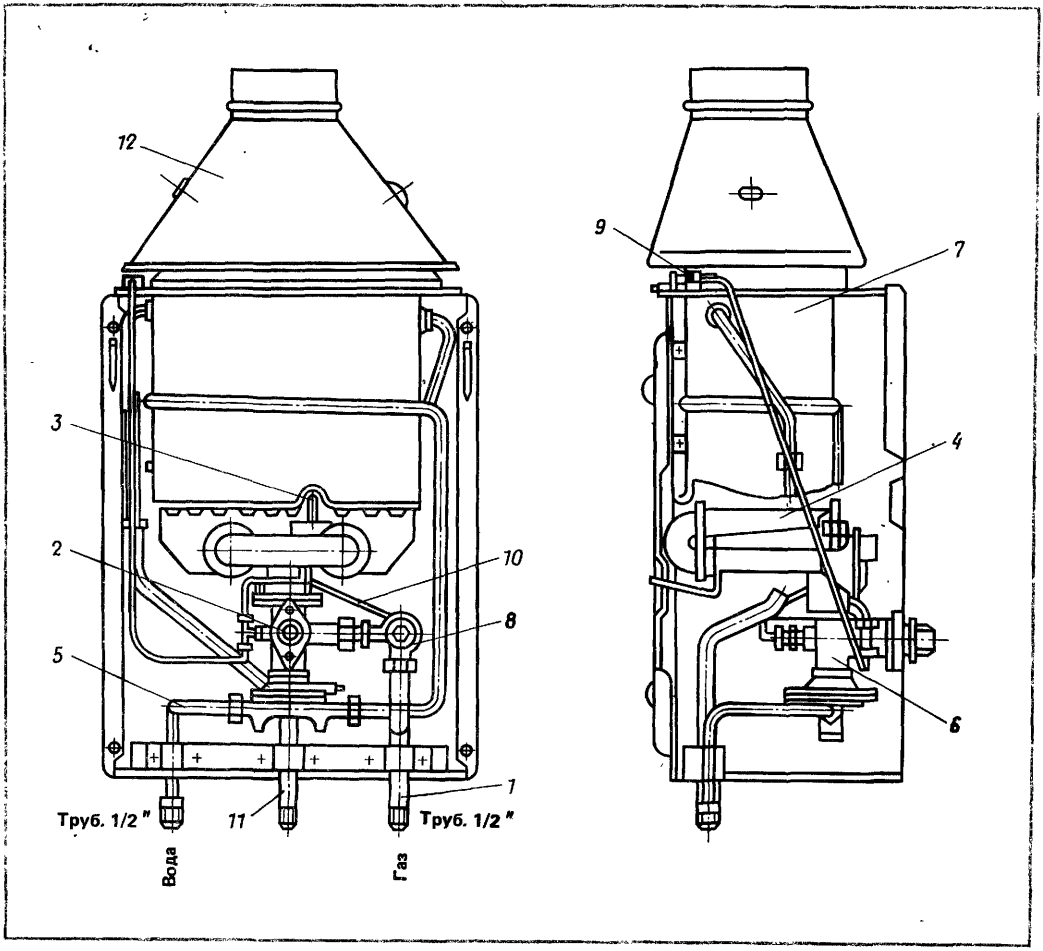


Рис. 19.5. Водонагреватель проточный газовый бытовой типа ВПГ
1— газопровод; *2*— блокировочный кран; *3*— запальная горелка; *4*— основная горелка; *5*— патрубок холодной воды; *6*— водогазовый блок; *7*— теплообменник; *8*— электромагнитный клапан; *9*— датчик тяги; *10*— термопара; *11*— патрубок горячей воды; *12*— тягопрерыватель.

газовой горелки. Усиленная тяга увеличивает подсос воздуха через тягопрерыватель, поэтому разрежение перед прибором изменяется в незначительных пределах. Это предохраняет газовый прибор от избытка тяги. Для предохранения прибора от временного недостатка, застоя или опрокидывания тяги на пути движения продуктов сгорания устанавливают отражатель (предохранитель), предотвращающий попадание продуктов сгорания из дымохода обратно в топочную камеру.

Вышеописанный водонагреватель создан на базе водонагревателя «Ленинград», автоматика и газовая горелка которого модернизированы. Рассмотрим горелку и автоматику водонагревателя «Ленинград», показанную на рис. 19.6. Газ поступает по газопроводу в блок-кран, в котором краны запальной и основной горелок совмещены и имеют общую ручку (рис. 19.6). Ручка поворачивается по часовой стрелке и фиксируется в трех положениях. При крайнем левом положении кран полностью закрыт и газ не поступает ни к запальной, ни к основной горелке. При повороте кра-

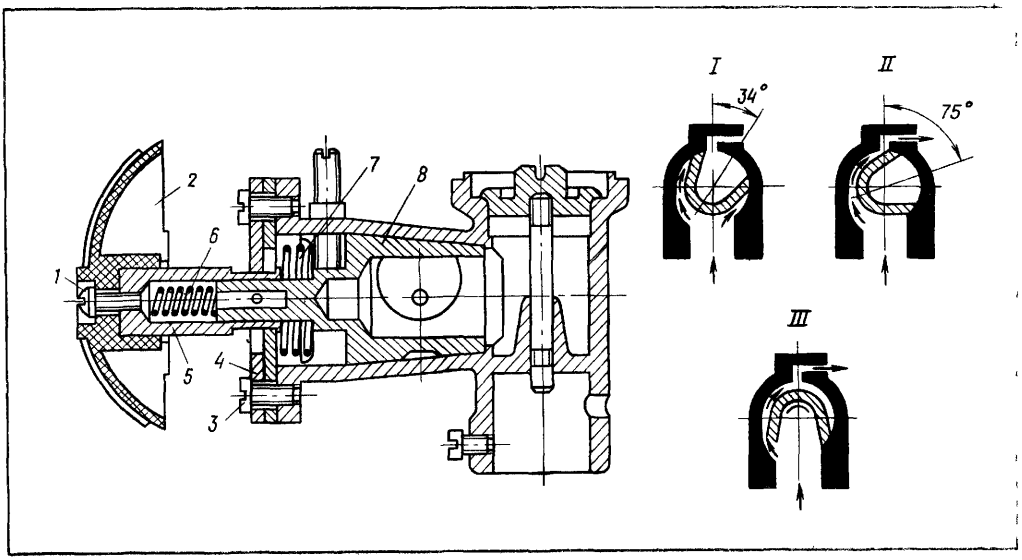


Рис. 19.6. Блокировочный газовый кран водонагревателя «Ленинград-1»
1— винт ручки крана, *2*— ручка крана, *3*— винт, *4*— фланец с ограничителем, *5*— втулка, *6*— пружина втулки, *7*— пружина, *8*— пробка крана, *I*— кран полностью закрыт, *II*— открыт на запальник, *III*— открыт на запальник и на горелку

на вправо до упора он занимает второе положение, когда для газа открыт проход только к запальнику. Чтобы открыть кран для подачи газа в основную горелку, следует нажать на ручку в осевом направлении и повернуть ее вправо. Подача газа регулируется поворотом крана в пределах между вторым и крайним правым (третьим) фиксированным положением.

Из блок-крана газ поступает в предохранительное устройство, прекращающее подачу газа к основным горелкам при отсутствии расхода воды через водонагреватель или при падении давления водопроводной воды ниже допустимой нормы.

Устройство состоит из нижней водяной камеры, разделенной мембраной на две полости, и верхней газовой, в которой расположен предохранительный клапан газоводяной блокировки. Вода поступает в автоматическое устройство газоводяной блокировки, затем нагревается, проходя через змеевик и калорифер, и направляется двухзапорным вентилем на слив для наполнения ванны или в душевое устройство. Для подачи воды в места, удаленные от прибора, служит специальный штуцер. При движении воды через водяную камеру и трубку Вентури давление с двух сторон мембраны будет неодинаковым.

Под действием разности давлений мембрана и клапан приподнимаются, открывая проход газу к горелкам. Для того чтобы при включении подачи воды газ постепенно поступал в горелку, предусмотрен шариковый замедлитель зажигания. При подъеме клапана вода вытекает из надмембранной зоны через дроссель, а шарик, частично перекрывая сечение дросселя, препятствует движению воды и тем самым замедляет открытие газового клапана. Зажигание регулируют специальным винтом. При недостаточном расходе воды или уменьшении давления в сети водопровода разность давлений с двух сторон мембраны понизится и пружина закроет клапан, прекратив поступление газа к горелке.

Для регулирования расхода воды в условиях повышенного давления в водопроводе служит дроссельный винт. Термоклапан горелки представляет

собой биметаллическую изогнутую пластинку, спрессованную из двух слоев металла с различными коэффициентами термического расширения. При нагревании пластинка изгибается в сторону металла с меньшим коэффициентом расширения, и клапан, опускаясь вниз, открывается. Когда пламя запальной горелки гаснет, термоклапан прекращает подачу газа к горелке.

19.4. Установка газовых приборов

Газовые плиты и таганы устанавливают в кухнях, имеющих окно с форточкой или фрамугой. Кухню, смежную с жилой комнатой, отделяют дверью или раздвижной перегородкой. Установка газовых плит разрешается в кухнях, имеющих объем не менее 15 $м^3$ для четырехконфорочной плиты, 12 $м^3$ для трехконфорочной и 8 $м^3$ для плиты или тагана на две конфорки.

Газовые водонагреватели с отводом продуктов сгорания в дымоходы устанавливают в ванных комнатах, совмещенных санитарных узлах и кухнях. Водонагреватели с многоточечным разбором воды рекомендуется располагать в кухнях. Объем помещений, в которых находятся проточные водонагреватели, должен быть не менее 7,5 $м^3$. Для притока воздуха в помещения, где находятся водонагреватели, следует ставить решетки в нижней части двери сечением 0,02 $м^2$ или предусматривать зазор между дверью и полом не менее 3 см. Двери ванных комнат и объединенных санитарных узлов должны открываться наружу. Если водонагреватели размещены в кухне, то увеличивать ее объем сверх норм, предусмотренных при установке плит, не требуется.

Газовые водонагреватели кухонного типа с выходом продуктов сгорания непосредственно в помещение и тепловой нагрузкой не более 9,3 кВт можно устанавливать только в кухнях с дополнительным объемом 4 $м^3$ сверх требуемого для газовых плит.

Газовые плиты рекомендуется размещать таким образом, чтобы обеспечить удобное пользование ими и свободный подход не менее чем с двух сторон. Плиты не следует ставить вблизи или напротив окон, так как при открытом окне пламя горелки, работающей с низкой тепловой нагрузкой или на режиме, близком к пределу отрыва пламени, может быть сдуто. Расстояние между краем плиты или тагана и стеной следует принимать не менее 5 см. Деревянные стены при установке плит покрывают мокрой штукатуркой или изолируют асбестовой фанерой, кровельной сталью с прокладкой листа асбеста толщиной 3 мм или войлока, пропитанного глиняным раствором. Проход между плитой и противоположной стеной должен быть не менее 1 м.

В кухнях лечебных учреждений, столовых, ресторанов для приготовления пищи применяют плиты ресторанного типа, пищеварочные котлы и другие газовые приборы с отводом продуктов сгорания в дымоходы. В качестве вспомогательного оборудования разрешается применять не более двух бытовых газовых плит или таганов. Помещение кухни должно иметь естественное освещение и приточно-вытяжную вентиляцию с механическим побуждением. Устанавливать газовое оборудование в кухнях, расположенных непосредственно под больничными палатами, аудиториями и помещениями с большим скоплением людей возможно при соблюдении требований СНиП, а установка водонагревателей в ванных комнатах при номерах гостиниц, в домах отдыха и санаториях не разрешается. Проточные водонагреватели крепят к несгораемым стенам. Трудносгораемые стены обивают кровельной сталью с прокладкой листа асбеста толщиной 3 мм. Расстояние между водонагревателем и стеной должно быть не менее 3 см. Емкостные водонагреватели, используемые для отопления, квартирные отопительные котлы и отопительные печи оборудуют автоматическими устройствами, прекращающими подачу газа при нарушении тяги в дымо-

ходе. Для отопительных и отопительно-варочных печей, переводимых на газ, применяют типовые горелки, оснащенные автоматикой. В строящихся зданиях топки газифицированных печей располагают со стороны нежилого помещения, имеющего естественную вентиляцию.

Для контроля расхода газа коммунально-бытовыми потребителями служат счетчики. В квартирах газовые счетчики устанавливают только при наличии отопительных приборов и установок на газовом топливе. Газовые счетчики размещают в помещениях, оборудованных вытяжной вентиляцией в местах, в которых исключается возможность их повреждения. В жилых помещениях, ванных комнатах и санитарных узлах установка счетчиков не разрешается.

19.5. Отвод продуктов сгорания

Продукты сгорания от каждого газового прибора (водонагревателя, отопительной печи и т. п.) отводят по обособленному дымоходу в атмосферу. В зданиях старой постройки разрешается присоединять к одному дымоходу несколько газовых приборов, расположенных на одном этаже. Вводы продуктов сгорания в дымоход устраивают на разных уровнях с расстоянием между ними не менее 50 см. Если ввод с несколькими уровнями устроить нельзя, то применяют ввод с одним уровнем, но в дымоходе устанавливают вертикальную рассечку 50...70 см. К одному дымоходу разрешается присоединять один нагревательный прибор и отопительную печь, если они расположены в одной квартире и пользуются ими в разное время

Коммунально-бытовые газовые приборы (ресторанные плиты, пищеварочные котлы и т. п.) можно присоединять как к обособленному, так и к общему дымоходу. При использовании общего дымохода для нескольких приборов продукты сгорания вводят на разных уровнях или с устройством рассечек. Газовые приборы присоединяют к дымоходам с помощью труб из кровельной или оцинкованной стали. Соединительные трубы для коммунально-бытовых приборов могут быть общие для нескольких агрегатов. Вертикальный участок присоединяемых труб от патрубка газового прибора до оси горизонтального участка должен быть не менее 50 см. При высоте помещения до 2,7 м для приборов с тягопрерывателями допускают уменьшение длины вертикального участка до 25 см, а для приборов без тягопрерывателей — 15 см. Общая длина горизонтальных труб должна быть не более 3 м, а в эксплуатируемых зданиях — не более 6 м. На всем протяжении присоединительных труб не должно быть более трех поворотов, радиус закругления которых должен быть не менее диаметра трубы. Звенья соединительных труб плотно вдвигают одно в другое по ходу движения газа на величину не менее 0,5 диаметра. Трубы прокладывают с уклоном не менее 0,01 в сторону газового прибора. Трубы из кровельной стали окрашивают огнестойким лаком. Соединительные трубы не разрешается прокладывать по жилым помещениям.

На дымоотводящих трактах отопительных печей и коммунально-бытовых газовых приборов, не имеющих тягопрерывателей, устанавливают отключающие шиберы (заслонки) с отверстиями диаметром не менее 15 мм. Дымоходы, как правило, следует прокладывать во внутренних капитальных стенах зданий. Если дымоход расположен в наружной стене, то толщина части стены, расположенной от дымохода до наружной поверхности стены, должна исключать образование внутри дымохода конденсата. Газы должны охлаждаться настолько, чтобы не происходило опрокидывания тяги. При необходимости разрешается устраивать приставные дымоходы. Дымоходы не должны иметь горизонтальных участков; ниже ввода соединительной трубы в дымоход необходимо устраивать карман

глубиной не менее 250 мм с люком для чистки дымохода. В панельных или блочных домах устройство люков в каналах необязательно.

Дымоходы выполняют из обожженного красного кирпича, асбестоцементных или гончарных труб, а также из блоков, изготовленных из несгораемых материалов. Они должны быть плотными и доступными для чистки на всем протяжении. Не разрешается устанавливать дымоходы из термически непрочных и крупнопористых материалов (силикатного кирпича, шлакобетона и т. д.). Конструктивные формы дымоходов, соединительных труб и тягопрерывателя не должны допускать значительного снижения температуры входящих газов, чтобы избежать образования конденсата, который на стенках превращается в иней. Особенно это относится к участкам дымохода, расположенным в пределах чердака. Поэтому дымовые трубы на чердаке и выше крыши выполняют со стенками увеличенной толщины либо утепляют их асбестовыми плитами или теплой известково-шлаковой штукатуркой.

Температура продуктов сгорания на выходе из дымохода не должна быть ниже температуры точки росы. В местах, где дымоходы проходят вблизи деревянных элементов зданий, следует устраивать несгораемые противопожарные разделки, изолирующие деревянные элементы от воздействия высоких температур. Толщина разделки от внутренней поверхности дымохода до деревянной конструкции должна быть при пересечении междуэтажного перекрытия 30 см, при пересечении крыши — 25 см.

Дымовые трубы нельзя располагать в зоне ветрового подпора, так как может произойти опрокидывание тяги. Во избежание этого трубы следует выводить на 0,5 м выше конька крыши, если они расположены ближе 1,5 м от него (считая по горизонтали). Если трубы отстоят от конька на 1,5...3 м, то их выводят на один уровень с коньком. При расположении труб на расстоянии более 3 м от конька их выводят до прямой, проведенной от конька вниз под углом 10 ° к горизонту (рис. 19.7). Во всех случаях труба должна выступать не менее чем на 0,5 м над примыкающей к ней поверхностью крыши. Если труба расположена вблизи высокого здания, то ее следует выводить выше прямой, проведенной от края крыши высокого здания вниз под углом 45 ° к горизонту в сторону малого здания.

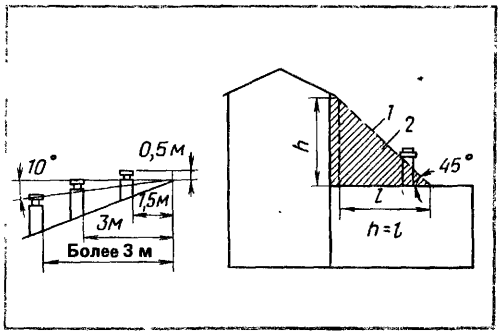


Рис. 19.7. Схема расположения дымовых труб
1— условная линия под углом 45 ° к горизонту; *2*— зона ветрового подпора

Защитным средством от попадания атмосферных осадков в дымовые трубы служат металлические зонты или перекрытия из кирпича с боковым отводом дымовых газов. Сечение дымохода и присоединительной трубы принимают по соответствующим нормалям в зависимости от тепловой нагрузки прибора. В случаях, не предусмотренных нормалями, или при присоединении к одному дымоходу нескольких приборов сечение определяют расчетом.

Площадь сечения дымохода для отопительной печи или быстродействующего водонагревателя с тепловой нагрузкой 20...29 кВт должна быть не менее 150 см^2. Диаметр присоединительной трубы для водонагревателя принимают равным 125...130 мм. Для емкостного водонагревателя АГВ-80 сечение дымохода 100 см^2, а диаметр присоединительной трубы 80 мм.

Для нормальной работы газовых приборов в месте выхода продуктов

Таблица 19.2 **Некоторые показатели работы газовых приборов**

Газовый прибор	Номинальная тепловая нагрузка кВт	Минимально необходимое разрежение, Па	Коэффициент избытка воздуха	Температура уходящих газов, °С	Температура точки росы при сжигании природного газа, °С
Водонагреватель быстродействующий КГИ-56	28,5	3	2,5	170	46
Емкостный водонагреватель АГВ-80 м	6,95	1	3	110	42
Емкостный водонагреватель АГВ-120	13,95	2	2,5	150	46
Кипятильник КНД-8м	27,8	8	2	450	49
Секционная ресторанная плита конструкции Мосгазпроекта с жарочной поверхностью 0,4 м^2:					
с духовым шкафом	38	10	3	500	42
без духового шкафа	31,3	10	3	500	42
Отопительная печь, с горелками ГДП-1,5	16	2	2	150	49

сгорания (после тягопрерывателя) следует поддерживать разрежение, соответствующее типу прибора. При разрежении, значение которого меньше допустимой величины, часть продуктов сгорания будет выходить в помещение через прерыватель тяги. Минимально необходимое разрежение перед газовыми приборами, коэффициент избытка воздуха, а также характеристики продуктов сгорания приведены в табл. 19.2. Количество воздуха, подсасываемого через тягопрерыватель, зависит от разрежения перед газовым прибором. Приближенно можно считать, что при разрежении 3...5 Па воздух подсасывается до 20 % объема уходящих газов, а при разрежении 6...10 Па — до 30 %.

Расчет дымоходов. При расчете дымохода определяют размер поперечных сечений дымохода и присоединительной трубы, а также величину разрежения перед газовыми приборами. Поперечными сечениями предварительно задаются, принимая скорость уходящих газов 1,5...2 м/с. О достаточности принятых размеров сечений судят по полученной величине разрежения перед приборами. Тягу рассчитывают по уравнению

$$\Delta p_т = 0{,}0345H\left(\frac{1}{273+t_{нв}}+\frac{1}{273+t_т}\right)p_б,$$

где $\Delta p_т$ — тяга, создаваемая дымовой трубой, дымоходом или вертикальным участком присоединительной трубы, H — высота участка, создающего тягу; $t_{нв}$ — температура наружного воздуха, $t_т$ — средняя температура газов в участке, $p_б$ — барометрическое давление

Для определения средней температуры газов следует знать снижение их температуры в результате остывания при движении по соединительным трубам и дымовым каналам. Из сравнения уравнения теплопередачи от уходящих газов к воздуху, окружающему дымоход,

$$Q = kF_в(t_{ух}-t_{ов})-\frac{kF_в\Delta t}{2}.$$

и уравнения теплового баланса для участка газохода

$$Q = 1{,}38\, Q_{\text{п с}} \Delta t\, \frac{1000}{3600}$$

получаем следующую зависимость для расчета остывания уходящих газов:

$$\Delta t = \frac{t_{\text{ух}} - t_{\text{ов}}}{\dfrac{0{,}384\, Q_{\text{п.с}}}{kF_{\text{в}}} + 0{,}5},$$

где k — среднее значение коэффициента теплопередачи для стенок дымохода, отнесенное к внутренней поверхности, Вт/(м^2·град); $F_{\text{в}}$ — внутренняя площадь поверхности расчетного участка дымохода, м^2; $t_{\text{ух}}$ — температура уходящих газов при входе в дымоход, °С; $t_{\text{ов}}$ — температура воздуха, окружающего дымоход, ° С; Δt — падение температуры уходящих газов в расчетном участке, °С; Q — количество теплоты, отдаваемой уходящими газами при остывании на величину Δt, Вт; 1,38 — средняя объемная теплоемкость дымовых газов, кДж/(м^3·град) (условно принята постоянной); $Q_{\text{п с}}$ — расход продуктов сгорания через дымоход, м^3/ч, отнесенный к нормальным условиям

Коэффициенты теплопередачи [в Вт/(м^2·град)] для дымоходов и присоединительных труб приведены ниже:

Наружная дымовая труба с толщиной стенки в один кирпич сечением:	
1к×1к	3,25...3,72
1/2×1/2к	3,95...4,53
Дымоходы, расположенные в кирпичной стене над кровлей с толщиной стенок в полкирпича	3,13...3,48
Дымоходы, расположенные в кирпичной оштукатуренной стене с толщиной стенки дымохода в полкирпича	2,32...2,56
Неутепленная стальная соединительная труба	3,48...4,65
Соединительная стальная труба, изолированная асбестом, толщиной 2 см	2,9...3,84

Примерные значения падения температуры уходящих газов на 1 м дымохода следующие: в кирпичном дымоходе, расположенном во внутренней стене, 2...6° С; в кирпичном дымоходе, расположенном снаружи здания, 3...7° С; в стальных соединительных трубах — 6...12° С.

Разрежение перед газовым прибором определяют по формуле

$$\Delta p_{\text{газ}} = \Delta p_{\text{т}} - (\Delta p_{\text{тр}} + \Delta p_{\text{м с}}),$$

где $\Delta p_{\text{газ}}$ — разрежение перед газовым прибором; $\Delta p_{\text{тр}}$, $\Delta p_{\text{м с}}$ — потери давления на трение и местные сопротивления при движении газов по соединительным трубам, дымоходам и дымовой трубе (величина $\Delta p_{\text{м с}}$ включает потери давления, связанные с созданием скорости при выходе из трубы).

Потери на трение рассчитывают по формуле

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{l}{d} \frac{W_{\text{ух}}^2}{2} \rho_{\text{ух}} \frac{273 + t_{\text{ср}}}{273}$$

где λ — коэффициент трения, принимаемый для кирпичных каналов и труб равным 0,04, для металлических труб — 0,02, для металлических окисленных — 0,04; l — длина расчетного участка, м; d — диаметр, м; $W_{\text{ух}}$ — скорость уходящих газов, м/с, приведенная к нормальным условиям; $\rho_{\text{ух}}$ — плотность уходящих газов, кг/м^3, приведенная к нормальным условиям; $t_{\text{ср}}$ — средняя температура газов в расчетном участке, °С.

Если сечение прямоугольное, то берут эквивалентный диаметр

$$d_{\text{эк}} = 4f/V,$$

где f — живое сечение газохода, м^2; V — периметр поперечного сечения, омываемый газами, м.

Потери на местные сопротивления рассчитывают по уравнению

$$\Delta p_{\text{м с}} = \Sigma\zeta \frac{W_{\text{ух}}^2}{2} \rho_{\text{ух}} \frac{273 + t_{\text{ср}}}{273},$$

где $\Sigma\zeta$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений, включая сопротивление при выходе из трубы.

При расчете дымоходов можно принимать следующие значения коэффициентов местных сопротивлений:

Вход в соединительную трубу из тягопрерывателя	0,5
Поворот под углом 90°	0,9
Внезапное расширение потока при входе в кирпичный дымоход и поворот под углом 90°	1,2
Выход из дымохода с зонтом	1,5...2,5

Пример 19.1. Рассчитать дымоход, отводящий продукты сгорания от быстродействующего водонагревателя. В водонагревателе сжигается природный газ, для которого величина $Q_{\text{н}}^{\text{с}}$=35 000 кДж/м^3; V_0=9,36 м^3/м^3; $V_{\text{г}}$=10,48 м^3/м^3. Соединительная труба диаметром 130 мм имеет длину 3 м, вертикальный участок. равный 0,3 м, и три поворота. Высота дымохода во внутренней кирпичной капитальной стене сечением 125×125 мм имеет высоту 5 м до чердака. Дымоход на чердаке и сверх кровли сечением 125×125 мм имеет толщину стены 0,5 кирпича, высоту 4 м и над оголовком металлический зонг.

Решение. 1. Предположим, что разрежение перед тягопрерывателем водонагревателя составляет 3 Па, поэтому подсос воздуха не

учитываем. Основные показатели работы водонагревателя берем из табл. 19.2: $Q=28{,}5$ кВт, $\alpha=2{,}5$; $t_{ух}=170$ °С.

2. Рассчитаем охлаждение газа в вертикальном участке присоединительной трубы по формуле

$$\Delta t_1=\frac{t_{ух}-t_{ов}}{\frac{0{,}384\,Q_{пс}}{kF_в}+0{,}5}=$$

$$=\frac{170-120}{\frac{0{,}384\cdot 71{,}8}{4{,}05\cdot 012}+0{,}5}=2{,}7\ °С,$$

где $t_{ов}=20$ °С;

количество продуктов сгорания при $\alpha=2{,}5$ равно:

$$10{,}48+(2{,}5-1)9{,}36=24{,}52\ м^3/м^3;$$

расход газа равен: $\frac{3600\times 28{,}5}{35000}=2{,}93\ м^3/ч$;

$$Q_{пс}=2{,}93\cdot 24{,}52=71{,}8\ м^3/ч;$$

$$F_в=3{,}14\cdot 0{,}13\cdot 0{,}3=0{,}12\ м^2.$$

Коэффициент теплопередачи $k=4{,}05$ Вт/(м^2·град), температура после вертикального участка равна $t_1=170-2{,}7=167{,}3$ °С.

3. Охлаждение газа в присоединительной трубе длиной $3-0{,}3=2{,}7$ м.

$$\Delta t_2=\frac{167{,}3-20}{\frac{0{,}384\cdot 71{,}8}{4{,}05\cdot 1{,}1}+0{,}5}=22{,}2\ °С;$$

$$E_в=3{,}14\cdot 0{,}13\cdot 2{,}7=1{,}1\ м^2.$$

Температура газов в начале дымохода

$$t_2=167{,}3-22{,}2=145{,}1\ °С.$$

4. Охлаждение во внутреннем дымоходе

$$\Delta t_3=\frac{145{,}1-20}{\frac{0{,}384\cdot 71{,}8}{2{,}44\cdot 2{,}5}+0{,}5}=25\ °С;$$

$k=2{,}44$ Вт/(м^2·град); $F_в=0{,}125\cdot 4{,}05=2{,}5$ м^2.

Температура в конце дымохода $t_3=145{,}1-25=120{,}1$ °С.

5. Охлаждение в наружном дымоходе

$$\Delta t=\frac{120{,}1-20}{\frac{0{,}384\cdot 71{,}8}{3{,}37\cdot 2}+0{,}5}=21{,}8\ °С;$$

$k=3{,}37$ Вт/(м^2·град); $F_в=0{,}125\cdot 4{,}4=2$ м^2.

Температура газов, уходящих из трубы, $t_1=100{,}1-21{,}8=78{,}3$ °С. Она больше температуры точки росы:

$t_{т\,р}=46$ °С (см. табл. 19.2).

6. Рассчитаем тягу. Тягу, создаваемую вертикальным участком соединительной трубы, определяем по формуле

$$\Delta p_1=0{,}0345\cdot 0{,}3\left(\frac{1}{273+20}-\right.$$

$$\left.-\frac{1}{273+168{,}6}\right)99\,000=1{,}18\ Па;$$

$$t_т=t_{ух}-\Delta t_1/2=170-1{,}4=168{,}6\ °С,$$

$$p_б=99\,000 Па.$$

Тяга, создаваемая дымоходом, равна:

$$\Delta p_2=0{,}0345\cdot 9\left(\frac{1}{273+20}-\right.$$

$$\left.\left(-\frac{1}{273+111{,}7}\right)99\,000=25{,}6\ Па;\right.$$

$$t_т=\frac{145{,}1+78{,}3}{2}=111{,}7°С;\ H=5+4=9\ м.$$

Суммарная тяга

$$\Delta p_т=1{,}18+25{,}6=26{,}78\ Па.$$

7. Определим потери на трение:

а) в присоединительной трубе:

$$W_{ух}=\frac{Q_{пс}}{3600}=\frac{71{,}8}{0{,}0133\cdot 3600}=1{,}5\ м/с.$$

($f=0{,}0133$ м^2 — сечение присоединительной трубы);

$$t_{ср}=\frac{170+145{,}1}{2}=157{,}5\ С.$$

Коэффициент трения принимаем равным 0,04, а плотность продуктов сгорания — 1,3 кг/м^3. Потери давления $\Delta p_{тр}$ рассчитываем по формуле

$$\Delta p_1=\lambda\frac{l}{d}\frac{W_{ух}^2}{2}\rho_{ух}\frac{273+t_{ср}}{273}=$$

$$=0{,}04\cdot\frac{3}{0{,}13}\cdot 1{,}3\cdot\frac{273+157{,}5}{273}=2{,}06\ Па$$

б) в дымоходе:

$$W_{ух}=\frac{71{,}8}{0{,}0156\cdot 3600}=1{,}28\ м/с$$

(0,0156 м^2 — сечение дымохода);

$$t_{ср}=\frac{145{,}1+78{,}3}{2}=111{,}7\ °С;$$

$$\lambda=0{,}04;\ d_э=0{,}125\ м;$$

$$\Delta p_2=0{,}04\frac{9}{0{,}125}\cdot\frac{1{,}28^2}{2}1{,}3\times$$

$$\times\frac{273+111{,}7}{273}=4{,}41\ Па.$$

8. Определим потери на местные сопротивления:

а) в присоединительных трубах:

коэффициенты местных сопротивлений: при входе в тягопрерыватель $\zeta_1=0{,}5$; повороте $\zeta_2=0{,}9\cdot3=2{,}7$; при входе в кирпичный дымоход $\zeta_3=1{,}2$; $\Sigma\zeta=4{,}4$;

$$\Delta p_3=4{,}4\cdot\frac{1{,}5^2}{2}\cdot1{,}3\cdot\frac{273+157{,}5}{273}=10{,}1\text{ Па};$$

б) в дымоходах;

коэффициент сопротивления при выходе $\zeta=1.5$

$$\Delta p_4=1{,}5\frac{1{,}28^2}{2}\cdot1{,}3\cdot\frac{273+111{,}7}{273}=2{,}26\text{ Па}.$$

9. Определим разрежение перед газовым прибором

$$\Delta p_{\text{раз}}=26{,}78-(2{,}06+4{,}41+10{,}1+2{,}26)=$$
$$=7{,}95\text{ Па}.$$

Разрежение превышает минимально необходимое (3 Па), следовательно, дымоход обеспечит нормальную работу водонагревателя. В действительных условиях работы разрежение перед водонагревателем несколько снизится против полученной величины 7,95 Па, так как в результате подсоса воздуха через тягопрерыватель уменьшится тяга и увеличатся потери давления при движении газов в дымоходах.

19.6. Газовое отопление

К газовому отоплению относят такие отопительные системы и приборы, качества и свойства которых в основном определяются свойствами газообразного топлива и при других топливах такие системы и агрегаты работать не могут. В централизованных системах теплоснабжения газ используется как топливо и он не влияет на системы теплоснабжения и присоединенные к ним системы отопления. Таким образом, газовое отопление — это децентрализованное теплоснабжение отдельных зданий, цехов, квартир.

По характеру теплоносителя газовое отопление может быть водяным, воздушным или лучистым. Не следует относить к газовому отоплению водяное отопление отдельного здания или квартиры, если источником теплоты такой системы является котел обычного типа, переведенный на газовое топливо. Это объясняется тем, что использование в качестве источников теплоты котлов, предназначенных для твердого топлива, не позволяет использовать все положительные качества газа и сделать источник теплоты более современным и экономичным. Поэтому к газовым будем относить такие системы водяного отопления, у которых источник теплоты специально сконструирован для использования газового топлива и обладает следующими свойствами: компактный по конструкции, имеет высокий КПД, автоматизированный и обеспечивает регулируемую отдачу теплоты для отопления помещений. К таким источникам относятся специальные газовые котлы, автоматические газовые водонагреватели типа АГВ и другие подобные аппараты.

В соответствии с вышеизложенным системы газового отопления целесообразно классифицировать по конструктивному выполнению следующим образом.

1. *Традиционные поквартирные системы водяного отопления со специальным газовым источником теплоты.* Наибольшее распространение получили такие системы с источниками теплоты типа АГВ. На базе АГВ ДНПО «Газоаппарат» разработаны отопительные аппараты: АОГВ-6, АОГВ-10, АОГВ-20. Они не уступают по теплотехническим и санитарно-гигиеническим характеристикам базовому аппарату, но отличаются меньшими удельными металлозатратами. Их серийно выпускает ряд отечественных заводов. Тепловая мощность указанных аппаратов колеблется в пределах 7...23 кВт, КПД — 80 %, содержание CO ($\alpha=1$) — 0,05 %, масса 50...100 кг.

2. *Газовые камины, предназначенные для отопления отдельных помещений и квартир.* Эти аппараты нашли применение в районах с жарким климатом. Выпускают газовые камины «Амра» и АОГ-5. Продукты сгорания у этих аппаратов отводятся в атмосферу через соответствующие дымоотводящие каналы. На рис. 19.8 показан общий вид газового камина АОГ-5 тепловой мощностью 5,65 кВт. Он имеет КПД 83,5 %, содержание CO в продуктах сгорания ($\alpha=1$) 0,01 %, масса аппарата 35,5 кг. Эти аппараты

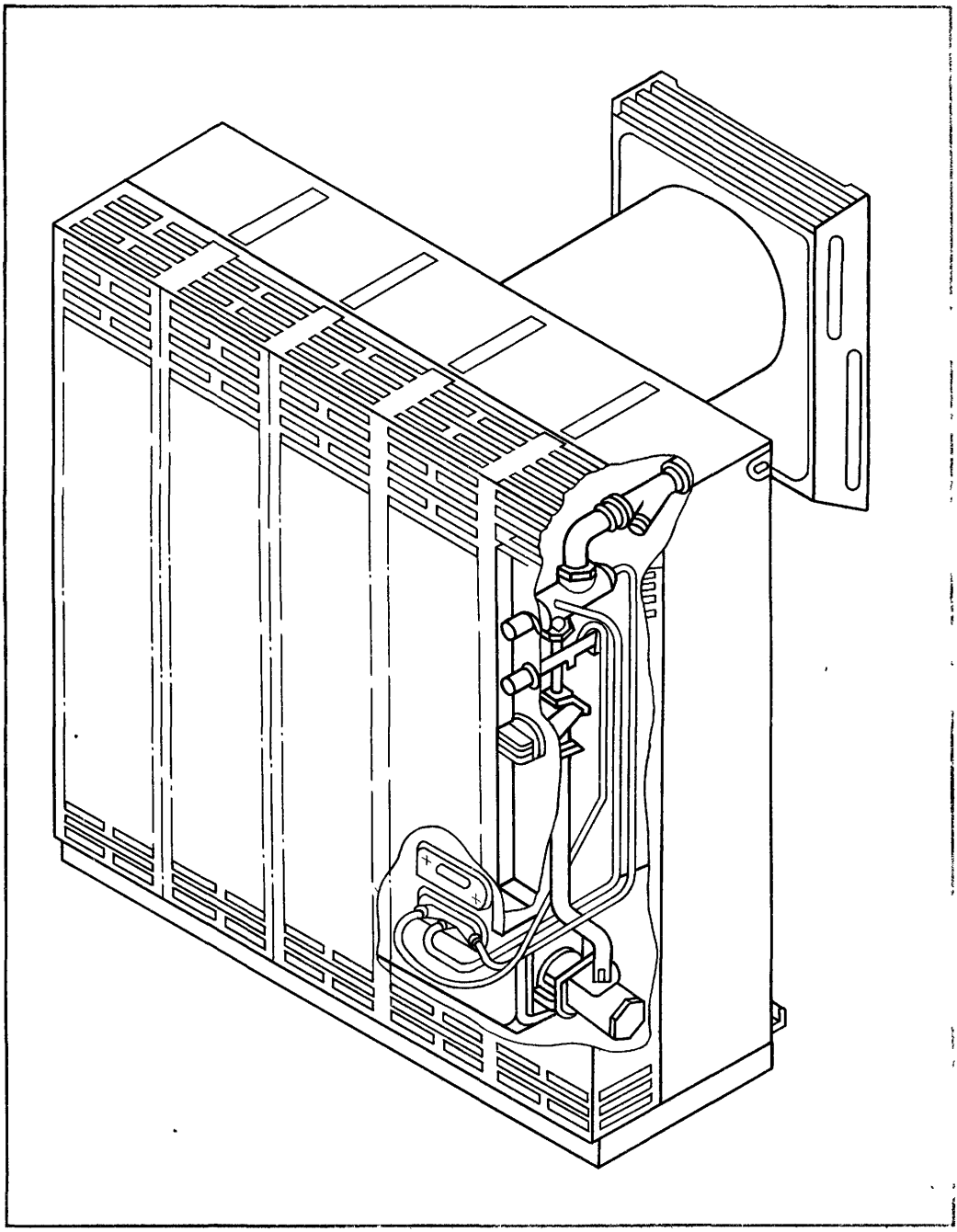
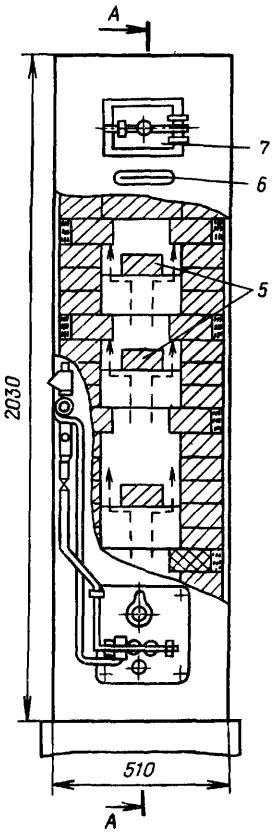


Рис. 19.8. Газовый камин АОГ-5



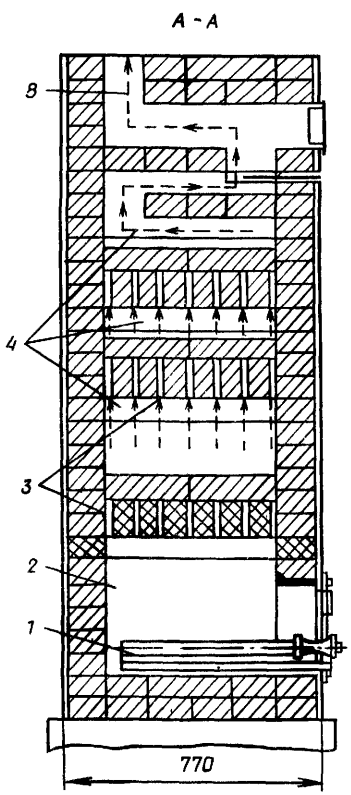


Рис. 19.9. Газовая отопительная печь АКХ-14
1— газогорелочное устройство, *2* топливник *3* кирпичи-насадки, *4*— сборные коллекторы, *5*— рассекатель, *6*— задвижка, *7*— герметичная дверка, *8*— путь движения продуктов горения

обеспечивают лучисто-конвективное отопление помещений.

3. *Газовые отопительные печи.* Для отопления помещений сконструированы автоматизированные отопительные печи, которые отличаются высокими тепломеханическими показателями и экономичностью (рис. 19.9). В топливнике установлены газовые горелки, а в верхней части имеется решетка из огнеупорного кирпича, которая при работе печи нагревается и излучает теплоту на стены топливника, что способствует равномерному нагреву помещения по высоте. Прямоточные каналы сложены из кирпичей, поставленных в три яруса один над другим, и имеют развитую тепловоспринимающую поверхность. В центре восходящих потоков дымовых газов установлены рассекатели, которые направляют продукты горения к боковым стенкам печи. Рассекателями служат кирпичи, положенные «на плашку». Над верхним сборным дымоходом установлен гягопрерыватель. Печь характеризуется равномерным нагревом по периметру и может работать при периодической топке. В этом случае топливник выкладывают из огнеупорного кирпича. При оборудовании топливника горелками непрерывного действия его выкладывают из красного кирпича.

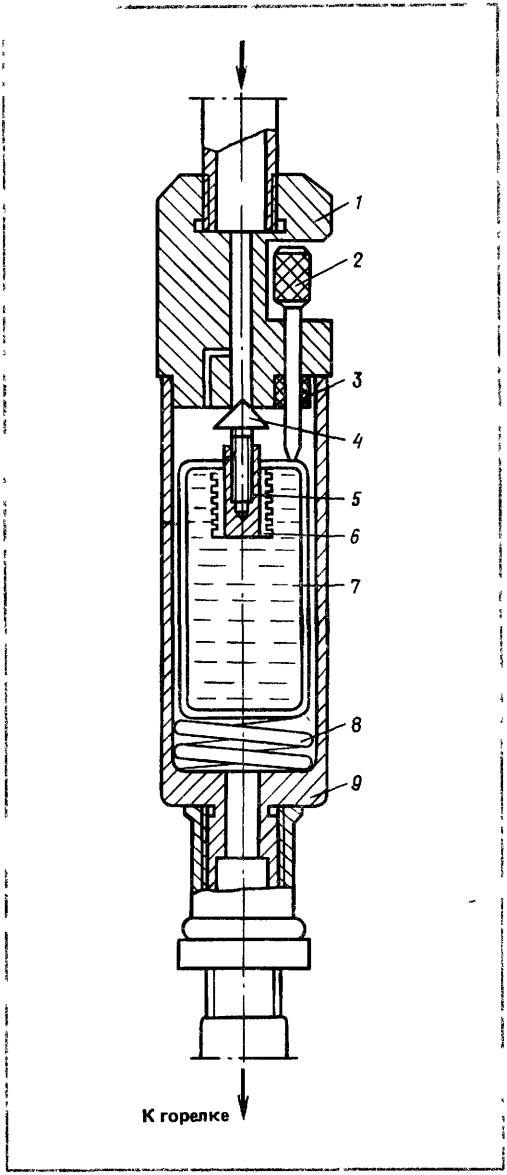


Рис. 19.10. Регулятор расхода газа
1— головка, *2* – винт для настройки, *3*— уплотнительное кольцо, *4*— клапан, *5*— шток, *6*- сильфон, *7*— баллон *8*— пружина, *9*- корпус

Разработана конструкция печи АКХ-СМ-1, рассчитанная на непрерывный режим топки и предназначенная для заводского изготовления. Для поддержания заданной температуры воздуха в помещении на подводящем газопроводе установлен терморегулятор. Теплоотдачу печи регулируют путем изменения расхода газа. Внутри цилиндрического корпуса регулятора (рис. 19.10) установлен баллон *7*, заполненный керосином, в который впаян сильфон *6*. Клапан *4* установлен внутри сильфона. При повышении температуры воздуха в помещении керосин, нагреваясь, расширяется, сжимает сильфон и клапан садится на седло. В этом случае газ идет через малое отверстие в количестве, необходимом для устойчивого горения. При понижении температуры клапан открывается и расход газа увеличивается. Настройку регулятора на необходимую температуру осуществляют винтом *2*.

КПД газовых отопительных печей высокий — 85...90 %. На газовое отопление можно переоборудовать и печи, предназначенные для работы на твердом топливе. При переоборудовании реконструируют топливник и устанавливают автоматизированные горелки. Газогорелочное устройство ГК-17-07 показано на рис. 19.11. Горелка эжекционная атмосферного типа, чугунная, литая. По длине головки горелки просверлены три ряда отверстий диаметром 4 мм. Защитная автоматика безопасности состоит из электромагнитного клапана и трубки с термопарой, которая одновременно выполняет роль запальника. При нормальной работе термопара разогревается и развиваемая ею ЭДС удерживает с помощью электромагнита клапан в открытом положении. Если произойдет завал дымохода или опрокинется тяга, то давление в топливнике печи станет выше атмосферного и газ из трубки будет выходить в помещение. Запальник погаснет, термопара остынет и электромагнитный клапан закроется, прекратив подачу газа к горелке. КПД отопительных печей, переведенных на газ, составляет 82...88 %.

Институт Мосгазпроект разработал универсальный прибор автоматики безопасности для отопительных печей, который контролирует наличие пламени и разрежения в дымоходе

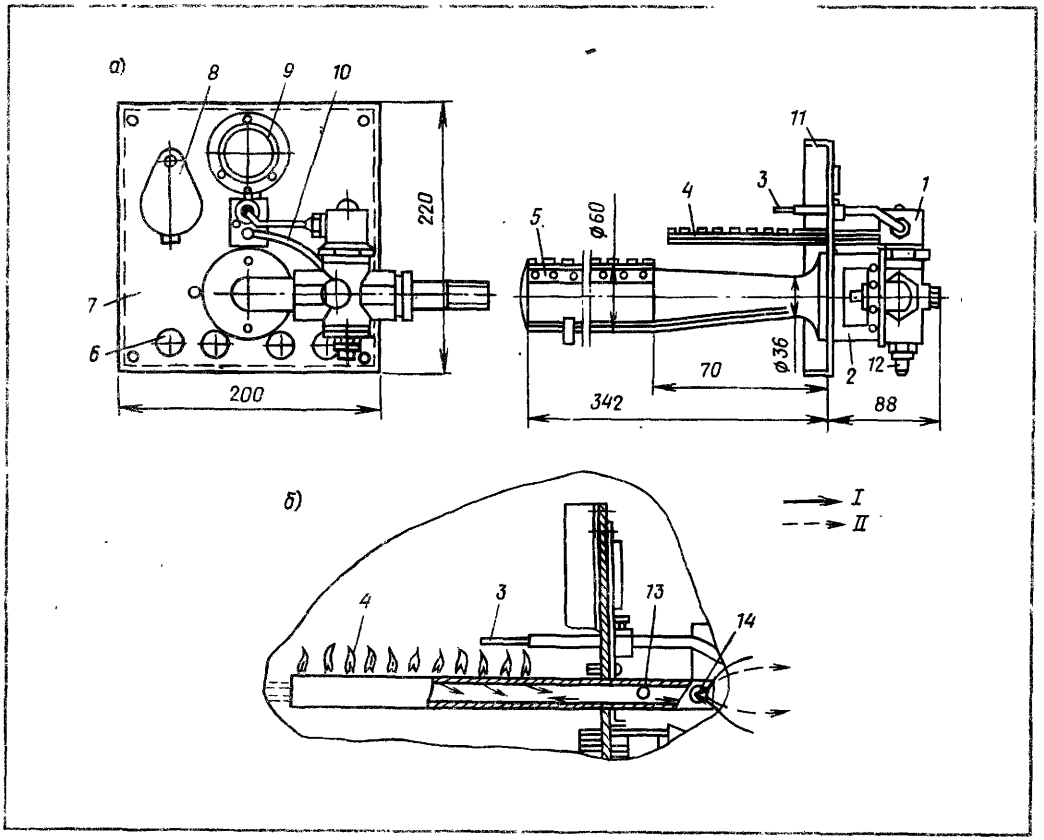


Рис. 19.11. Газовая горелка ГК-17-07
а — общий вид горелки; *б*—установка трубки Максимова; *1*— электромагнитный клапан; *2*— регулятор первичного воздуха; *3*— термопара; *4*— трубка Максимова, служащая одновременно запальником; *5*— основная горелка; *6* — отверстие для подвода вторичного воздуха; *7*— топочный щиток; *8*— глазок для розжига; *9*— смотровое окно; *10*— трубка для подачи газа к запальнику; *11*— рамка горелки; *12*— пусковая кнопка; *13*— отверстие для входа в трубку газа из электромагнитного клапана; *14*— отверстие для входа в трубку воздуха (при нормальной тяге) и для выхода смеси продуктов горения и газа (при отсутствии тяги в дымоходе печи); *I* — направление движения воздуха; *II* — то же, смеси продуктов сгорания и газа

(рис. 19.12). Датчиками служат два реле с соплом и биметаллическими заслонами. Реле, расположенное около пламени запальника, имеет нормально открытое сопло, а реле, контролирующее разрежение,— нормально закрытое сопло, расположенное перед задвижкой печи. Если горит запальник и в дымоходе имеется разрежение, то давление в камере мембранного реле *4* равно давлению газа перед горелкой и клапан двухпозиционного сопла *3* закрывает нижнее сопло. Давление в надмембранном пространстве клапана-отсекателя равно атмосферному, он открыт и пропускает газ к горелкам.

Если запальник погаснет, то биметаллическая заслонка отойдет от сопла, последнее откроется и газ из камеры мембранного реле выйдет в атмосферу, клапан двухпозиционного сопла закроет верхнее сопло и соединит надмембранную камеру клапана-отсекателя с пространством перед горелками. Клапан-отсекатель закроется, прекратив подачу газа. При отсутствии разрежения в дымоходе продукты сгорания будут выходить в помещение, нагревая биметаллическую заслонку, которая откроет сопло и давление в камере мембранного реле упадет, что

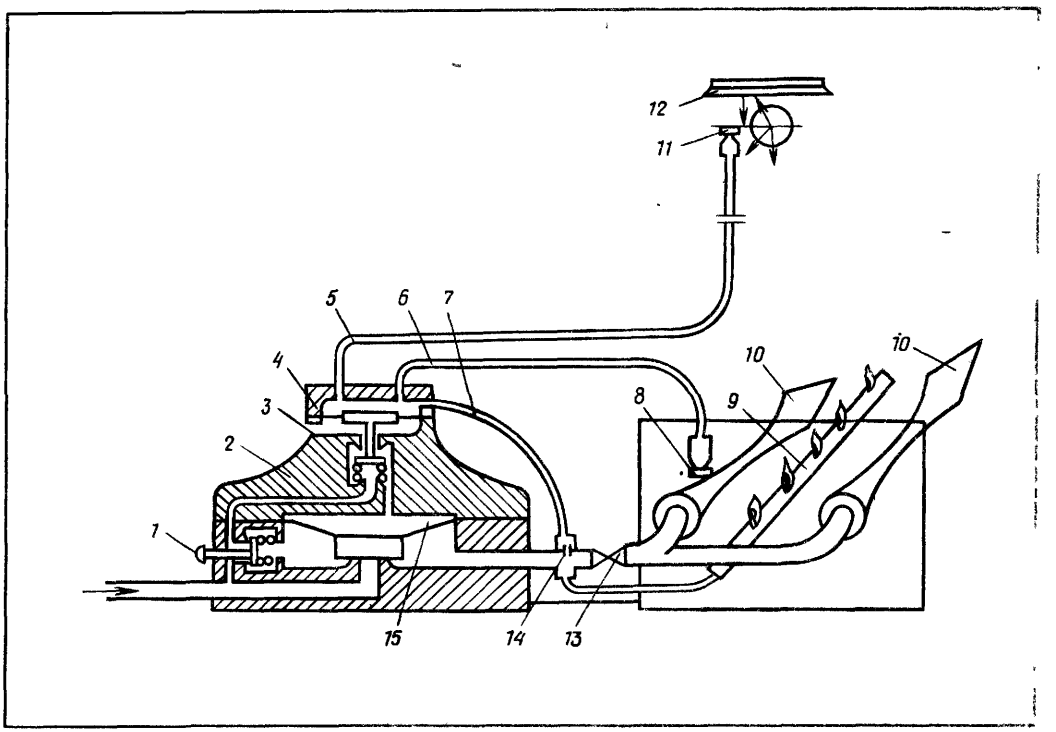


Рис. 19.12. Схема универсального прибора защитной автоматики для отопительной печи *1* — пусковая кнопка, *2* — клапан отсекатель, *3* — двухпозиционное сопло, *4* — мембранное реле, *5* — надмембранное пространство клапана отсекателя, *6, 7* — импульсные линии, *8* — реле с соплами и биметаллическими заслонками, *9* — запальная горелка, *10* — основные горелки, *12* — задвижка печи, *13* — кран перед горелкой, *14* — дроссель, *15* — надмембранное пространство клапана отсекателя

приведет к срабатыванию клапана-отсекателя. К такому же результату приведет нарушение герметичности импульсных линий. Если давление газа упадет ниже допустимой величины, то под действием пружины клапан двухпозиционного сопла закроет верхнее отверстие и клапан-отсекатель закроется. Настройку на минимальное давление осуществляют пружиной мембранного реле.

Розжиг горелок осуществляется следующим способом. При закрытом кране *13* перед основными горелками нажимают кнопку *1*, газ поступает к запальной горелке и ее зажигают. Когда биметаллическая заслонка реле нагреется, она закроется и давление в камере мембранного реле станет равным давлению газа, что приведет к открытию клапана-отсекателя. После этого открывают кран перед основными горелками, которые зажигаются от запальной горелки. Время срабатывания автоматики составляет 10...35 с.

4. *Газовые воздухонагреватели (калориферы)*. Для воздушного отопления промышленных и сельскохозяйственных помещений все большее применение находят газовые воздухонагреватели. На рис. 19.13 показан воздухонагреватель К-50 с тепловой мощностью 54 кВт. Внутри корпуса *3* расположены цилиндрическая камера сгорания *1* и трубчатый конвективный пучок *2*. В передней части корпуса находится коллектор *13* с патрубком *14*, служащим для отвода продуктов сгорания в атмосферу. В коллектор *13* продукты сгорания поступают из камеры сгорания *1*. С фронтальной стороны РВН (рекуперативного воздухонагревателя) установлены основ-

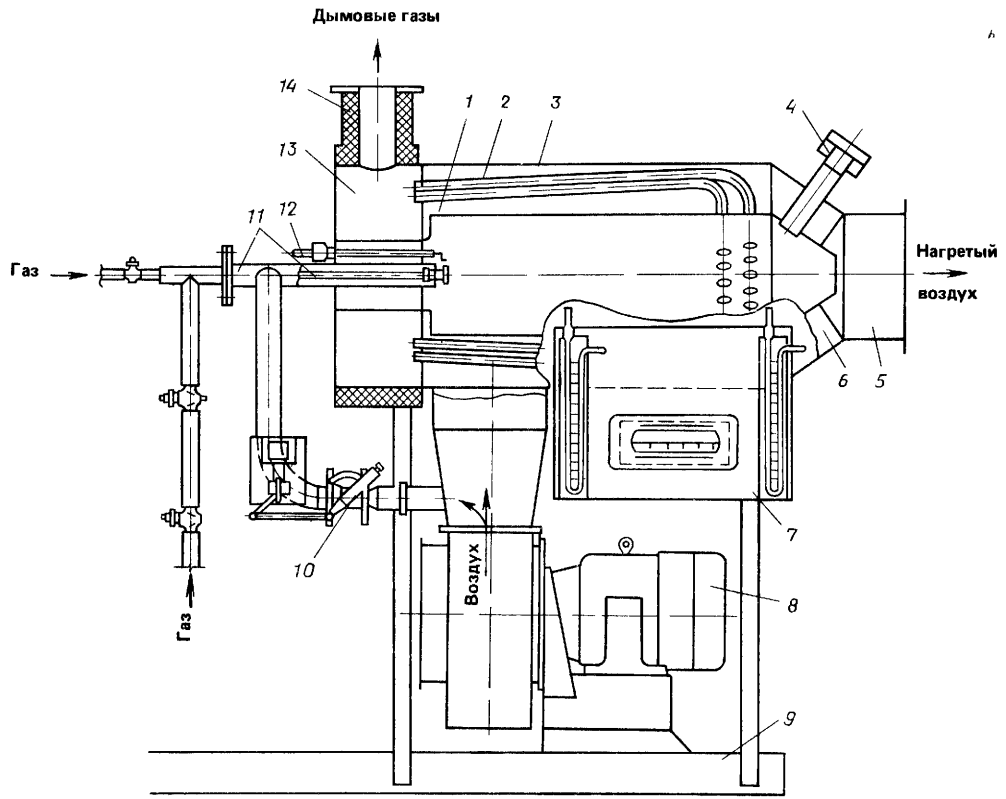


Рис. 19.13. Газовый воздухонагреватель К-50
1— камеры сгорания, *2*— конвективный пучок труб, *3*— корпус, *4*— взрывной предохранительный клапан, *5*— воздушный патрубок, *6*— продольные ребра, *7*— щит для приборов, *8*— вентилятор, *9*— рама, *10*— регулирующая заслонка, *11*— запальная горелка, *12*— запальный электрод, *13*—коллектор, *14*— патрубок

ная и запальная горелки *11* и запальный электрод *12*. На камере сгорания установлен взрывной предохранительный клапан *4*. Для лучшего охлаждения конической части камеры приварены продольные ребра *6*. Воздух подается вентилятором *8*, установленным на раме *9* Нагреваемый воздух тангенциально подводится к корпусу, что интенсифицирует теплообмен. Нагретый воздух отводится по патрубку *5*. На воздухопроводе установлена регулирующая заслонка *10*, управление которой осуществляется автоматически. На щите *7* расположены показывающие приборы. Автоматика размещена на щите управления.

Воздухонагреватели выпускаются тепловой мощностью 50, 100, 350 и 500 кВт с расходом газа от 7 до 70 м^3/ч; КПД составляет 81...89 %; температура нагрева воздуха 50... ...75 °С; сопротивление воздушного тракта 400...1200 Па; давление газа 6...30 кПа, масса 430...3000 кг.

5. *Отопление с помощью инфракрасных излучателей.* Горелки инфракрасного излучения целесообразно применять для отопления: а) больших цехов с малым числом рабочих; б) помещений, где люди бывают периодически; в) открытых монтажных и сборочных площадок. При высоте по-

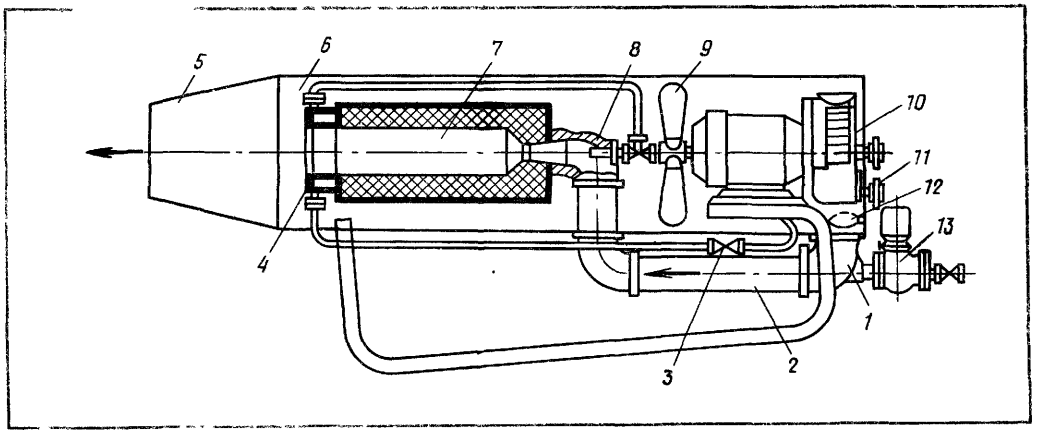


Рис. 19.14. Контактный воздухонагреватель (теплогенератор) УТ-130
1 — газовое сопло, *2* — смеситель, *3* — игольчатый вентиль, *4* — испаритель, *5* — конфузор, *6* — камера смешения, *7* — камера сгорания, *8* — форсунки, *9* — осевой вентилятор, *10* — центробежный вентилятор, *11* — шестеренчатый насос, *12* — дроссельная заслонка, *13* — электромагнитный вентиль

мещения более 4 м излучатели устанавливают горизонтально, параллельно полу, при меньшей высоте — под углом. Число излучателей и их мощность подбирают таким образом, чтобы обогрев помещения был равномерным. В невысоких помещениях устанавливают большое число излучателей с меньшей нагрузкой. Для высоких помещений применяют излучатели большей единичной мощности, но в меньшем количестве. Расстояние от излучателей до пола, а также между излучателями определяют по формуле

$$H^2/F \leqslant 0{,}1, \text{ и } a/H \leqslant 1,$$

где H — расстояние от пола до излучателя, м; F — обогреваемая площадь, м^2, a — расстояние между излучателями, м

6. *Газовые контактные воздухонагреватели.* В отличие от поверхностных теплообменников в контактных воздухонагревателях происходит непосредственный теплообмен при контакте между воздухом и греющей средой (продуктами сгорания). Такой теплообмен обеспечивает высокий КПД, так как в установке отсутствуют потери теплоты с уходящими газами. Основной задачей при разработке контактных воздухонагревателей является создание такого режима горения, при котором в продуктах сгорания отсутствовали бы вредные вещества, т. е. чтобы греющая среда была нетоксичной. Специальные исследования показали, что можно так организовать процесс горения, чтобы концентрация токсичных веществ в продуктах сгорания не превосходила предельных концентраций. В частности, при сжигании газа в туннеле и соблюдении оптимального соотношения между его длиной и диаметром, а также при качественном смешении газа с воздухом продукты сгорания не будут содержать оксида углерода. Для снижения концентрации оксидов азота до допустимого уровня следует сжигать природный газ при величине α от 1,4 до 1,6. Полученную смесь при таком горении можно использовать для отопления цехов предприятий.

Отметим, что оксиды азота оказывают вредное действие на органы дыхания, особенно на легкие. Исследования показали, что при сжигании газа кинетическим способом и смешении продуктов горения с воздухом после завершения горения смесь не будет содержать канцерогенных веществ в недопустимых концентрациях. Канцерогенные вещества способны вызвать раковые заболевания, поэтому их концентрация в смеси не долж-

на быть более концентрации в наружном воздухе.

Как в СССР, так и за рубежом разработано большое количество контактных воздухонагревателей. В качестве примера приведем лишь один. На рис. 19.14 показан универсальный теплогенератор (УТ-130), рассчитанный для работы на природном газе и жидком топливе. Газ подают в смеситель через сопло, а воздух нагнетают центробежным вентилятором. В смесителе происходит полное перемешивание газа с воздухом. Газовоздушная смесь поступает в огнеупорный туннель, где и сгорает. Продукты сгорания смешиваются с воздухом, подаваемым осевым вентилятором. Температура теплоносителя 80... ...100 °С. Теплогенератор оборудован автоматикой.

Контрольные вопросы

I. Основные свойства газообразного топлива и его транспортирование по магистральным газопроводам.

1. Какие горючие компоненты входят в состав газов, используемых для газоснабжения городов?
2. Каковы предельные нормы содержания вредных примесей в газообразном топливе?
3. Рассчитайте теплоту сгорания газа, имеющего следующий объемный состав: $CH_4 = 95\ \%$; $C_2H_6 = 4\ \%$; $CO_2 = 1\ \%$.
4. Расскажите классификацию природных газов.
5. Где располагаются основные месторождения природного газа Советского Союза?
6. Опишите основные характеристики газовой залежи, образовавшейся в куполообразном подземном пласте.
7. Расскажите, как производят бурение газовой скважины.
8. Нарисуйте схему и расскажите устройство газовой скважины.
9. Что такое явления обратной конденсации и испарения?
10. Что такое кристаллогидраты и каковы условия их образования?
11. Расскажите способы борьбы с образованием кристаллогидратов.
12. Расскажите способы обработки газа на промыслах (осушку, очистку от сероводорода и одоризацию).
13. Нарисуйте схему магистрального газопровода и дайте основные ее характеристики.
14. Как и в каких структурах организуют подземное хранение газа?

II. Построение и характеристики распределительных систем газоснабжения

1. Нарисуйте принципиальную схему распределительной системы газоснабжения крупного города и обоснуйте ее построение.
2. Изложите классификацию газопроводов по давлению.
3. В чем смысл и зачем иерархическое построение распределительной системы газоснабжения?
4. Расскажите условия присоединения различных потребителей к газовым сетям.
5. Какие трубы и арматуру используют для городских газовых сетей?
6. Нарисуйте схему колодца с размещением в нем задвижки.
7. Изложите основные правила прокладки подземных газопроводов.
8. Где применяют надземную прокладку газопроводов и как ее осуществляют?
9. Что такое дюкеры и как они устроены?

10. Каковы принципы размещения отключающих устройств на газовых сетях?
11. Изложите основы структурного построения промышленных систем газоснабжения.
12. Проведите экономическую оценку промышленных систем с ГРУ во всех цехах и с ГРП на вводе в промпредприятие.
13. Определите расчетный перепад давления в газовой сети от ГРП на вводе в промпредприятие до горелок агрегатов, если допустимая перегрузка агрегатов составляет 15 %, а минимальная нагрузка сети 60 %.
14. Какова природа почвенной коррозии газопроводов?
15. Как оценить и определить коррозионную активность грунта?
16. Расскажите, в чем состоит пассивная защита от почвенной коррозии.
17. Нарисуйте схему электрического дренажа и изложите принципы его работы.
18. Нарисуйте и охарактеризуйте схемы катодной и анодной защиты.
19. Как определяются капитальные вложения, эксплуатационные издержки и приведенные затраты для элементов системы газоснабжения?
20. Как провести сравнительную экономическую оценку газопроводов различных давлений?
21. Охарактеризуйте системы газоснабжения с ГРП, КРП и ДРП
22. Изложите постановку задачи технико-экономического расчета оптимального радиуса действия ГРП.
23. Обоснуйте характер зависимостей капитальных вложений в сети высокого и низкого давлений и ГРП от радиуса действий ГРП.
24. Изложите постановку задачи и составьте систему уравнений для технико-экономического расчета диаметров тупиковой разветвленной газовой сети.
25. В чем заключаются испытания газопроводов при приемке их в эксплуатацию?
26. Как осуществляют присоединение газопроводов к действующим сетям?
27. В чем состоит приборный контроль состояния подземных газопроводов?
28. К чему сводятся главные положения техники безопасности при эксплуатации системы газоснабжения?

III. Потребление газа

1. Рассчитайте газовое потребление газа городом на коммунально-бытовые и отопительные нужды с населением в 100 тыс. чел. Расчет произведите по программам, которые составьте для микрокалькулятора.
2. Расскажите характерные особенности режима потребления газа в течение года.
3. Изобразите и проанализируйте годовой график потребления газа.
4. Дайте определение основных показателей сезонной неравномерности потребления газа и изложите методику их расчета.
5. Изобразите график потребления газа по часам суток и прокомментируйте его.
6. Постройте график расхода газа на отопление зданий в зависимости от длительности стояния наружных температур для января района Киева.
7. Изложите принцип расчета аккумулирующей емкости хранилища, необходимой для выравнивания суточного графика.
8. Дайте характеристику и оценку методам регулирования сезонной неравномерности потребления газа.
9. Сформулируйте понятие числа часов использования максимума и изложите методику определения максимально-часовых расходов, базирующуюся на этом понятии.
10. Обоснуйте вероятностную природу понятия коэффициента одновременности.
11. Изложите методику определения максимально-часовых расходов по коэффициентам одновременности.
12. Объясните достоинства методики определения максимально-часовых расходов по коэффициентам неравномерности.

IV. Гидравлический расчет и режим газовых сетей

1. Выведите уравнение для расчета потерь давления в газопроводах с учетом изменения плотности газа.
2. Дайте физическое толкование и выведите зависимость для определения дополнительного избыточного давления в вертикальных газопроводах.
3. Изложите постановку задачи гидравлического расчета тупиковых разветвленных газовых сетей Обоснуйте причины возникновения задачи экономического

расчета диаметров газопроводов.
4. Обоснуйте необходимость использования понятий надежности систем при постановке задачи гидравлического расчета кольцевых газовых сетей.
5. Скомпонуйте кольцевую газовую сеть низкого давления, обеспечивающую подачу газа по контурам трех прямоугольных кварталов, размерами: 0,3×0,5, 0,4×0,4, 0,3×0,4 км. Определите путевые, транзитные и расчетные расходы газа для всех участков сети при условии, что сеть питается газом в одной точке и удельный расход газа составляет 25 $м^3/(ч \cdot га)$.
6. Составьте блок-схему расчета диаметра участка сети низкого давления при известных: расходе газа, потерях давления и длине участка.
7. Составьте алгоритм гидравлического расчета тупиковой разветвленной газовой сети.
8. Составьте систему уравнений и выведите расчетные зависимости для определения контурных увязочных расходов на примере двухкольцевой сети низкого давления.
9. Прокомментируйте алгоритм увязки кольцевой сети низкого давления.
10. Изложите принципы проектирования и расчета кольцевой сети низкого давления с тупиковыми ответвлениями.
11. Изложите методику гидравлического расчета однокольцевой сети высокого давления с учетом надежности.
12. Каковы особенности расчета многокольцевых сетей высокого давления с учетом надежности?
13. Изложите методику определения расчетных перепадов давления для сети низкого давления и определите их при использовании природного газа.
14 Постройте зависимость изменения давления газа перед приборами жилых домов от относительной нагрузки сети.
15. Проанализируйте целесообразность перенастройки регуляторов давления сетевых ГРП в зависимости от нагрузки. Как рассчитать сезонную перенастройку?

V. Регуляторы давления и газорегуляторные станции

1. Каковы условия равновесия регулятора давления и объекта регулирования?
2. Расскажите, как протекает процесс восстановления равновесия в системе: регулятор давления — объект регулирования (газовая сеть) после скачкообразного изменения потребления газа при: *а* — астатическом регуляторе; *б* — статическом регуляторе.
3. Нарисуйте схемы и дайте характеристики регулирующих клапанов.
4. Как изменяется перестановочная сила, развиваемая мембраной с ее ходом?
5. Нарисуйте схемы и расскажите работу регуляторов давления:
а) РДК, б) РД, в) РДУК, г) РД ВНИИГаза, д) РДУ ВНИИПИГаздобыча.
6. Рассчитайте пропускную способность регулятора РД-20-5 при начальном давлении (избыточном) 50 кПа и давлении у потребителя 5 кПа.
7. Рассчитайте пропускную способность регулятора РД-50-64 при начальном давлении (избыточном) 9,5 МПа и конечном — 0,6 МПа.
8. Нарисуйте и расскажите технологическую схему: а) ГРП, б) ГРУ.
9. Каковы пределы настройки ПКС и ПКЗ?
10. Расскажите способы измерения расхода газа.
11. Расскажите, в чем состоит расчет технологической схемы ГРП?
12. Нарисуйте схему и расскажите работу газораспределительной станции (ГРС).
13. В чем принципы автоматической защиты на ГРС?
14. Рассчитайте величину необходимого подогрева газа на ГРС, если начальное давление газа (избыточное) 3 МПа, точка росы газа 0 °С, а конечное давление 0,6 МПа.
15. Сформулируйте принципы управления технологическими процессами распределения газа.
16. Объясните схему построения АСУ ТП газоснабжения.

VI. Надежность распределительных систем газоснабжения

1 Каковы основные пути повышения надежности систем газоснабжения?
2. Напишите функцию надежности и дайте ее толкование.
3. Разъясните применительно к системам газоснабжения понятия долговечности и ремонтопригодности.
4. Выведите зависимость, определяющую понятие «интенсивность отказов».

5. Охарактеризуйте пуассоновский поток отказов.
6. Что такое параметр потока отказов и коэффициент готовности?
7. Сформулируйте понятия отказа элемент сети и отказа сети.
8. Дайте классификацию повреждений и отказов элементов газовой сети.
9. Обоснуйте расчетные значения параметров потоков отказов газопроводов и отключающих устройств.
10. Что такое показатели качества функционирования и надежности газовой сети?
11. Изобразите схему кольца газовой сети, состоящего из четырех секционированных участков, имеющего одну точку питания с нагрузками участков: Q_1, Q_2, Q_3 и Q_4. Напишите граф состояний этой системы.
12. Напишите переходные вероятности из одного состояния в другое.
13. Напишите дифференциальные уравнения для всех состояний системы по п. 11.
14. Проведите вывод показателя надежности из дифференциальных уравнений по п. 13.
15. Изложите последовательность расчета показателя надежности для тупиковой разветвленной газовой сети.
16. Составьте блок-схему расчета показателя надежности тупиковой разветвленной сети на примере сети, состоящей из пяти участков с заданными расходами газа для каждого участка.
17. Изложите особенности расчета показателя надежности для кольцевой газовой сети.
18. Изложите систему показателей надежности, подлежащих нормированию.

VII. Системы снабжения потребителей сжиженными углеводородными газами

1. Обоснуйте достоинства сжиженных углеводородных газов при использовании их для газоснабжения городов и поселков.
2. Объясните диаграмму состояния пропана (бутана) и изобразите на ней термодинамические процессы, протекающие в газобаллонной установке.
3. Каковы основные характеристики технических смесей пропана и бутана по ГОСТу?
4. Как рассчитать мольный состав газовой смеси по ее массовому составу?
5. Как рассчитать мольный состав жидкой смеси по ее объемному составу?
6. Напишите и дайте физическое толкование объединенному закону Дальтона-Рауля.
7. Постройте диаграмму состояния для смеси пропана-н-бутана при температуре 5 °С.
8. Рассчитайте состав паровой фазы и давление смеси, находящейся в баллоне при температуре 15 °С, если мольный состав жидкой фазы следующий: пропан 0,8 изобутан 0,2.
9. Изложите последовательность расчета двухфазной системы.
10. В чем состоят функциональные задачи и каков состав ГНС?
11. Каковы характеристики хранилища сжиженных газов на ГНС?
12. Изложите термодинамические особенности процесса перелива сжиженного газа.
13. Расскажите способы перелива сжиженного газа из железнодорожных цистерн в емкости хранилища.
14. Расскажите технологическую схему ГНС и основные процессы перемещения сжиженных газов ГНС.
15. Расскажите устройство газовых баллонов и газобаллонных установок и дайте их основные характеристики.
16. Нарисуйте схему резервуарной установки с естественным испарением и объясните ее работу.
17. Нарисуйте схему и объясните работу испарительного отделения резервуарной установки.
18. Каковы особенности установок газовоздушных смесей?

VIII. Теоретические основы сжигания газа

1. Рассчитайте состав продуктов сгорания и теоретическую температуру сгорания для газа со следующим объемным составом: $CH_4 = 90\ \%$; $C_2H_6 = 9\ \%$; $CO_2 = 1\ \%$.
2. Сформулируйте понятие и напишите уравнение для скорости химических реакций.

3. Напишите уравнение для скорости бимолекулярной реакции.
4. Напишите закон Аррениуса и дайте его физическое толкование.
5. В чем физический смысл понятия «энергия активации»?
6. Напишите цепную реакцию горения водорода и на ее примере изложите основные положения теории цепных реакций Н. Н. Семенова.
7. Изложите сущность теории цепного взрыва Н. Н. Семенова.
8. Изложите процесс самовоспламенения по Н. Н. Семенову и выведите уравнение для температуры самовоспламенения.
9. Изложите процесс вынужденного зажигания.
10. Что такое концентрационные пределы воспламенения?
11. Изложите процесс распространения пламени в трубе, заполненной горючей смесью.
12. Сформулируйте понятие нормальной скорости распространения пламени.
13. Выведите зависимость для нормальной скорости распространения пламени из рассмотрения остановленного фронта пламени в потоке газовоздушной смеси.
14. Как экспериментально определить нормальную скорость распространения пламени.
15. Расскажите основные характеристики пламени на горелке Бунзена.
16. Что такое проскок и отрыв пламени?
17. Изложите процесс стабилизации пламени на горелке Бунзена.
18. Изложите процесс распространения пламени в турбулентном потоке
19 В чем состоят основы теории критического градиента Льюиса и Эльбе.
20. Как рассчитать предельные скорости проскока и отрыва пламени?
21 Расскажите способы стабилизации пламени и дайте характеристики стабилизаторов.
22. Нарисуйте схему диффузионного пламени и поля концентраций газов в его сечении.
23. Какова зависимость длины диффузионного пламени от скорости?
24. Изложите процесс образования оксидов азота при сжигании газа.

IX. Газовые горелки и их расчет

1. Дайте классификацию газовых горелок.
2. Как организуют смесеобразование в газовых горелках?
3. В чем состоят основные методы снижения концентрации оксидов азота в продуктах горения?
4. Расскажите устройство и принцип работы горелки инфракрасного излучения.
5. Нарисуйте схему блочной эжекционной горелки Промэнергогаза и расскажите принцип ее работы.
6 Нарисуйте и расскажите работу туннельной эжекционной горелки.
7. Как стабилизируется пламя на горелке с пластинчатым стабилизатором?
8 Нарисуйте горелку атмосферного типа и расскажите ее работу.
9. Нарисуйте и расскажите работу горелки турбулентного смешения конструкции Теплопроекта.
10. Нарисуйте и расскажите принцип работы газомазутной горелки, предназначенной для котлов типа ДКВР.
11. Нарисуйте принципиальную схему и расскажите организацию процесса горения у плоскопламенных горелок АН УССР.
12. Рассчитайте необходимое давление газовоздушной смеси в головке атмосферной горелки, если она имеет цилиндрические выходные каналы диаметром 6 мм и длиной 12 мм.
13. Изобразите схему давлений эжекционного смесителя для атмосферной горелки и расскажите принцип ее работы.
14. Составьте систему уравнений для эжекционного смесителя и проанализируйте решение.
15. Как определить оптимальные размеры эжектора?
16. Составьте алгоритм конструктивного расчета атмосферной горелки.
17. Как определить параметры атмосферной горелки, спроектированной для природного газа, если ее надо использовать для пропана?
18. Составьте алгоритм и блок-схему для определения давления в головке туннельной эжекционной горелки.
19. Изобразите схему давлений и изложите принцип работы эжекционного смесителя с большой скоростью эжекции.
20. Проанализируйте характеристическое уравнение эжектора с большой скоростью эжекции.
21. Составьте алгоритм расчета эжекционной горелки среднего давления.

22. Как рассчитать воздушный тракт горелки турбулентного смешения с закрученным потоком воздуха?
23. Изложите порядок расчета отверстий для выхода струек газа для горелки с периферийной подачей газа.
24. Составьте алгоритм расчета горелки с периферийной подачей газа.
25. Изложите порядок расчета подовой горелки.

X. Газооборудование агрегатов и газоснабжение зданий

1. Как газогорелочные устройства целесообразно использовать для чугунных отопительных котлов?
2. Каковы основные требования к расположению атмосферных горелок в топках чугунных котлов?
3. Каково газооборудование котлов типа ПТВМ?
4. Изложите основные характеристики газооборудования котлов КВ-ГМ.
5. Изложите принципы выбора и расположения газовых горелок на камерных печах.
6. Какие газовые горелки целесообразно применить для туннельной печи при обжиге кирпича? Как их следует расположить?
7. Как организуется процесс сжигания газа во вращающейся цементной печи, оборудованной вихревой горелкой ГВП?
8. Изложите принципы составления теплового баланса для промышленной печи.
9. В чем состоят принципы обвязки газопроводами агрегата при оборудовании его эжекционными горелками низкого давления?
10. Нарисуйте и объясните схему газопроводов агрегата, оборудованного дутьевыми горелками.
11. В чем состоят главные задачи автоматизации газоиспользующих агрегатов?
12. Расскажите устройство внутридомовых газопроводов.
13. Рассчитайте диаметр газового ввода в жилое пятиэтажное здание, если от этого ввода на каждом этаже газ подается по газопроводам к плите и проточному водонагревателю двухкомнатной квартиры.
14. Расскажите организацию сжигания газа в горелках четырехконфорочной плиты с духовым шкафом.
15. Расскажите устройство проточного водонагревателя.
16. Каковы условия установки газовых приборов в жилых зданиях.
17. Изложите принцип расчета дымоходов, по которым отводятся продукты сгорания от водонагревателей.
18. Дайте классификацию основных видов газового отопления.
19. Расскажите устройство газового воздухонагревателя.
20. В чем заключается принцип работы контактного воздухоподогревателя.

Список литературы

Абрамов Н. Н. Водоснабжение — М.: Стройиздат, 1974.— 476 с.

Абрамов Н. Н. Теория и методика расчета систем подачи и распределения воды.— М.: Стройиздат, 1972.— 284 с.

Баясанов Д. Б., Ионин А. А. Распределительные системы газоснабжения.— М.: Стройиздат, 1977.— 406 с.

Берхман Е. И. Экономика систем газоснабжения.— М.: Недра, 1975.— 285 с.

Борисов С. Н., Даточный В. В. Гидравлический расчет газопроводов.— М.: Недра, 1972.— 109 с.

Гнеденко Б. В., Беляев Ю. К., Соловьев А. Д. Математические теории и методы надежности.— М.: Наука, 1965.— 523 с.

Делягин Г. Н., Лебедев В. И., Пермяков Б. А. Теплогенерирующие установки.— М.: Стройиздат, 1986.—560 с.

Ионин А. А. Основы расчета эжекционных газовых горелок.— М.: Гостоптехиздат, 1963.—151 с.

Ионин А. А., Алибеков К. С., Жиля В. А., Затикян С. С. Надежность городских систем газоснабжения.— М.: Стройиздат, 1980.—230 с.

Ионин А. А., Фастов Л. М. Технико-экономическое обоснование схем промышленного газоснабжения//Экономика, организация и управление в газовой промышленности, ВНИИГазпром.— М., 1971.—№ 11.

Иссерлин А. С. Основы сжигания газового топлива. — Л : Недра, 1980.— 210 с.

Каменев П. Н., Сканави А. Н., Богословский В. Н., Егиазаров А. Г., Щеголов В. П. Отопление и вентиляция. Ч. 1.— М.: Стройиздат, 1975.— 478 с.

Кнорре Г. Ф. и др. Теория топочных процессов. — М.: Энергия, 1966.—491 с.

Левин А. М. Принципы рационального сжигания газа.— Л.: Недра, 1977.— 246 с.

Михеев В. П., Медников В. П. Сжигание природного газа.— М.: Недра, 1975.— 390 с.

Основы практической теории горения/Под ред В. В. Померанцева.—Л.: Энергоиздат, 1986.—309 с.

Сигал И. Я. Защита воздушного бассейна при сжигании топлива.— Л.: Недра, 1977.— 148 с.

Спейшер В. А. Сжигание газа на электростанциях и в промышленности.— М.: Энергия, 1967.— 206 с.

Стаскевич Н. Л., Вигдорчик Д. Я. Справочник по сжиженным углеводородным газам.— Л.: Недра, 1986.— 542 с.

Федоров Н. А. Техника и эффективность использования газа.— М.: Недра, 1983.— 283 с.

Фурман И. Я. Регулирование неравномерности газопотребления.— М.: Недра, 1973.— 198 с.

Хитрин Л. Н. Физика горения и взрыва.— М.: Изд-во МГУ, 1957.— 442 с.

Шорин С. Н. Теплопередача.— М.: Высшая школа, 1964.— 489 с.

Щетинков Е. С. Физика горения газов.— М.: Наука, 1965.— 739 с.

Щелкин К. И., Трошин Я. К. Газодинамика горения.— М.: Изд-во АН СССР, 1963.— 254 с.

Предметный указатель

Автоматизация газоиспользующих установок 399
Алгоритм расчета
— — головки горелки 356, 362
— — горелки 357
— — — турбулентного смешения 378
— — — эжекционной среднего давления 371
— — нерезервированной сети 201
— — резервированной сети 204
— — тупиковой сети 93
— увязки кольцевой сети 107

Баланс печи тепловой 394
Баллоны для сжиженного газа 257

Выбор газовых горелок для
— — — — котлов 382
— — — — промышленных печей 388
Вынужденное зажигание 283

Газовая скважина 11
Газовое отопление 419
Газовые
— водонагреватели 410
— воздухонагреватели 424, 426
— камины 419
— месторождения 9
— отопительные печи 421
— плиты 407
— приборы 406
Газонаполнительные станции 250
Газоносные пласты 9
Газообразное топливо 4
Газопроводы внутридомовые 401
— — на котлах и печах 396
Газораспределительные станции 167
Газорегуляторные пункты
— — объектовые 164
— — расчета 166
— — сетевые 156
Газохранилища 19
Газы конденсатных месторождений 13
Гидравлическая проводимость 130
Гидравлический расчет
— — диаметров 72
— — линейных потерь 74
— — местных потерь 75
— — постановки задачи 81
— — сети 93, 104, 117
Гидравлический режим сети низкого давления 132
Гидравлическое сопротивление 130
Горелки
— атмосферного типа 327
— без огнеупорных насадков 325
— блочные эжекционные Промэнергогаза 322
— газомазутные 336
— диффузионного типа 339
— инфракрасного излучения 320
— многоструйные Мосгазпроекта 334
— плоскопламенные 342
— пылегазовые Мосэнерго 336
— с огнеупорными насадками 319
— с пластинчатыми стабилизаторами 326
— турбулентного смешения Теплопроекта 333
— эжекционные Ленинжпроекта 324
Городские системы газоснабжения 21
Граф
— дерева 81
— сети 81
— состояний системы 191
График потребления газа
— — — годовой 51
— — — суточный 58

Диффузионное пламя 307

Задвижки 32
Закон
— Аррениуса 273
— Дальтона 242
— Михельсона 292
— Пуассона 187
— Рауля 244
Законы Кирхгофа 85

Изоляция газопроводов 41
Интенсивность отказов 184
Искусственные газы 6
Испарительные установки 262
Испытания газопроводов 228

Капитальные вложения 210
Клапаны регуляторов давления 139
Классификация
— газовых горелок 313
— газопроводов по давлению 22
— отказов 188
— печей строительной индустрии 388
— промышленных систем 223
— регуляторов давления 139
— систем газоснабжения по давлению 23
Колонны обсадных труб 11
Контроль состояния газопроводов 232
Коррозионная активность грунта 40
Коррозия газопроводов 38
Коэффициент
— готовности 187
— местных сопротивлений 80
— месячной неравномерности 50
— одновременности 66
— трения 74
— турбулентного обмена 299
— часовой неравномерности 58
Краны 29
Кристаллогидраты 16
Критический градиент 301

Линзовый компенсатор 32

Магистральные газопроводы 17
Мембраны регуляторов давления 141

Надземные газопроводы 35
Неравномерность потребления газа
— — — сезонная 51
— — — часовая 58
— — — регулирования 59
Нормальная скорость распространения пламени 286
Нормальное распространение пламени 285
Нормы потребления газа 45

Образование оксидов азота 311, 316
Обслуживание газопроводов 232
Одоризация газа 17
Оптимальный радиус действия ГРП 214
Осушка газа 16
Очистка газа от сероводорода 16

Параметр потока отказов 186
Пересечение газопроводами препятствий 36
Пересчет состава газовых смесей 242
Период индукции 279, 283, 289
Печи
— вращающиеся 392
— камерные 390
— туннельные 389
Пределы воспламенения 285
Приведенные затраты 210
Природные газы 6
Присоединение газопроводов 231

Промывочный раствор 10
Подземные газопроводы 34
Подогрев газа на ГРС 172
Показатели надежности 190
Построение графика расхода газа на отопление 53
Потребление газа на
— — — отопление и вентиляцию зданий 48
— — — горячее водоснабжение 48
Пульсационная скорость 298

Распространение пламени в
— — — ламинарном потоке 291
— — — турбулентном потоке 297
Расчет
— аккумулирующей емкости 58
— внутридомовых газопроводов 402
— головки атмосферной горелки 344
— горелки и туннеля 358
— горелки турбулентного смешения 372
— горелки конструктивной 353, 369
— двухфазной системы 248
— дымоходов 416
— кольцевой сети с тупиковыми ответвлениями 106
— многокольцевой сети высокого давления 125
— надежности 196
— однокольцевой сети высокого давления 117
— параметров горелки 355, 370
— подовых горелок 380
— потокораспределения в кольцевых сетях 98
— потребления газа 44
— предельных скоростей отрыва 303
— — — — проскока 302
— продуктов сгорания 268
— промышленных газопроводов 225
— пропускной способности регуляторов давления 150
— эжекционной горелки среднего давления 366
— эжекционного смесителя 350, 362
Расчетные
— перепады давления 130
— расходы газа
— — — для внутридомовых газопроводов 65
— — — — участков с путевой нагрузкой 90
Реакции
— гетерогенные 273
— гомогенные 273
Регулирование давления газа 135
Регуляторы давления
— РДК 142
— РД 144
— РДУК 145
— РД ВНИИГаза 147
— РДУ ВНИПИГаздобыча 147
Режим
— газовых месторождений 9
— потребления газа 50
Резервуары сжиженного газа 259
Ремонт газопроводов 232

Сжиженные газы, состав 241
Система защиты ГРС 168
Скорость
— движения фронта пламени 286
— отрыва пламени 295
— проскока пламени 296
— турбулентного распространения пламени 297
— химических реакций 272
Смесеобразование 314
Стабилизаторы пламени 304
Стабилизация пламени на горелке Бунзена 295

Теория
— Б. Льюиса и Т. Эльбе 301
— теплового взрыва Семенова 281
— цепного взрыва Семенова 278
— цепных реакций Семенова 275
Температура
— калориметрическая 270
— сгорания 268
— самовоспламенения 281
Теплоемкость газов 270
Техника безопасности при эксплуатации 234, 400
Трубы газопроводов 27
Тягопрерыватель 410

Управление технологическими режимами 175
Уравнение состояния 72
Установка
— газовых приборов 413
— отключающих устройств 37
Установка газовоздушных смесей 265

Физические характеристики газов 4
Функция
— надежности 182
— распределения 181

Цепная реакция горения водорода 276
Цикломатическое число 82

Число
— Рейнольдса 74
— часов использования максимума 61

Эквивалентная шероховатость 75
Экономические диаметры 218
Эксплуатационные издержки 211
Эксплуатация газоиспользующих установок 400
Электрическая защита газопроводов 42
Энергия активации 273

Оглавление

Предисловие 3

Раздел I. Горючие газы. Добыча и транспортирование природного газа . . 4

Глава 1. Горючие газы, используемые для газоснабжения городов и промышленных предприятий 4

1.1. Основные свойства и состав газообразного топлива 4
1.2. Природные газы 6
1.3. Искусственные газы 6

Глава 2. Добыча и обработка природного газа 9

2.1. Газовые месторождения 9
2.2. Добыча газа 10
2.3. Газы конденсатных месторождений 13
2.4. Обработка природного газа 15

Глава 3. Транспортирование газа на большие расстояния. 17

3.1. Схема магистрального газопровода 17
3.2. Хранилища газа 19

Раздел II. Распределительные системы газоснабжения 21

Глава 4. Городские системы газоснабжения 21

4.1. Схемы городских систем газоснабжения 21
4.2. Трубы, арматура и оборудование газопроводов 27
4.3. Устройство наружных газопроводов 34
4 4. Защита газопроводов от коррозии 38

Глава 5. Потребление газа 44

5.1. Расчет годового потребления газа городом 44
5.2. Режим потребления газа 50
5.3. Регулирование неравномерности потребления газа 59
5.4. Определение расчетных расходов газа 61

Глава 6 Гидравлический расчет газовых сетей 71

6.1. Определение потерь давления в газопроводах 71
6.2. Основные характеристики газовых сетей Постановка задачи расчета 81
6.3. Расчетная схема отдачи газа из сети. Предварительное распределение потоков 87
6.4. Гидравлический расчет тупиковых разветвленных газовых сетей . . . 93
6.5. Гидравлический расчет кольцевых газовых сетей 98
6.6. Расчет кольцевых газовых сетей низкого давления 104
6.7. Расчет кольцевых газовых сетей высокого (среднего) давления . . 117
6.8. Особенности расчета многокольцевых газовых сетей высокого (среднего) давления 125
6.9. Гидравлические режимы газовых сетей 128

Глава 7. Регулирование давления газа в городских сетях 135

7.1. Регулирование давления газа. Классификация регуляторов давления 135
7.2. Дроссельные органы регуляторов давления Приводы дроссельных органов 139
7.3. Регуляторы давления 142
7.4. Расчет пропускной способности регуляторов давления 150

Глава 8. Газорегуляторные станции 154

8 1 Размещение газорегуляторных пунктов и установок 154
8.2. Газорегуляторные пункты 156
8.3. Газораспределительные станции 167
8.4. Подогрев газа на ГРС 172
8.5. Управление гидравлическими режимами и технологическими процессами распределения газа 175
8.6. АСУ ТП газоснабжения 177

Глава 9 Надежность распределительных систем газоснабжения 178

9 1 Основные понятия Критерии надежности 178
9 2 Отказы восстанавливаемых элементов Поток отказов 185
9 3 Показатели надежности распределительных систем газоснабжения 190
9 4 Расчет надежности нерезервированных и резервированных газовых сетей 196
9 5 Алгоритм расчета нерезервированной газовой сети (тупиковой, разветвленной)
9 6 Алгоритм расчета резервированной кольцевой газовой сети 204
9 7 Нормирование основного показателя надежности газовой сети $R_{cr}(t)$ 209
9 8 Оценка надежности газоснабжения отдельных потребителей 209

Глава 10 Технико-экономический расчет газовых сетей 210

10 1 Технико-экономическое обоснование схем городских газовых сетей 210
10 2 Технико экономический расчет тупиковых газовых сетей низкого давления 218

Глава 11 Промышленные системы газоснабжения 221

11 1 Устроиство промышленных систем газоснабжения Их классификация 221
11 2 Одноступенчатые промышленные системы 224
11 3 Двухступенчатые промышленные системы 226

Глава 12 Эксплуатация систем газоснабжения Техника безопасности 228

12 1 Испытание газопроводов и прием их в эксплуатацию 228
12 2 Присоединение газопроводов к действующим газовым сетям Продувка газопроводов 231
12 3 Обслуживание и ремонт газопроводов 232
12 4 Эксплуатация газорегуляторных пунктов 233
12 5 Техника безопасности при эксплуатации газовых сетей 234

Глава 13 Системы снабжения потребителей сжиженными углеводородными газами 235

13 1 Основные свойства сжиженных углеводородных газов 235
13 2 Газонаполнительные станции 250
13 3 Установки сжиженных углеводородных газов у потребителей 257

Раздел III. Использование газа 268

Глава 14 Теоретические основы сжигания газа 268

14 1 Расчет продуктов сгорания 268
14 2 Определение температуры сгорания 268
14 3 Скорость химических реакций 272
14 4 Кинетика цепных реакций 275
14 5 Тепловое воспламенение 279
14 6 Вынужденное зажигание и границы воспламенения газовоздушных смесей в зависимости от концентрации в них горючего 283

Глава 15 Горение газа в потоке 285

15 1 Нормальное распространение пламени 285
15 2 Распространение пламени в ламинарном потоке 291
15 3 Распространение пламени в турбулентном потоке 297
15 4 Устойчивость горения и стабилизация пламени 301
15 5 Диффузионное пламя 307
15 6 Образование токсичных веществ при сжигании газа 310

Глава 16 Газовые горелки и их основные характеристики 313

16 1 Классификация газовых горелок 313
16 2 Методы снижения концентраций оксидов азота в продуктах горения, применяемые при проектировании газогорелочных и топочных устройств, 316
16 3 Горелки полного предварительного смешения газа с воздухом 318
16 4 Горелки предварительного смешения газа с частью воздуха, необходимого для горения 327
16 5 Горелки с незавершенным предварительным смешением газа с воздухом 332
16 6 Горелки без предварительного смешения газа с воздухом 339

Глава 17. Расчет газовых горелок 344

17.1. Расчет атмосферных горелок 344
17.2. Расчет эжекционных горелок полного предварительного смешения газа с воздухом среднего давления 358
17.3. Расчет турбулентных и подовых горелок 372

Глава 18. Газооборудование отопительных котлов и промышленных печей строительной индустрии 382

18.1. Выбор газогорелочных устройств и их установка на отопительных котлах 382
18.2. Выбор и установка газогорелочных устройств на промышленных печах строительной индустрии 388
18.3. Схемы обвязочных газопроводов на котлах и в печах 396
18.4. Основные задачи автоматизации газоиспользующих установок . . . 399
18.5. Эксплуатация газоиспользующих агрегатов. Техника безопасности 400

Глава 19. Газоснабжение зданий 401

19.1. Устройство внутридомовых газопроводов 401
19.2. Расчет внутридомовых газопроводов 402
19.3. Газовые приборы 406
19.4. Установка газовых приборов 413
19.5. Отвод продуктов сгорания 414
19.6. Газовое отопление 419
Контрольные вопросы 427
Список литературы 433
Предметный указатель 434

Приложение

Соотношение между некоторыми единицами, выраженными в международной системе (СИ) и технической системе

Наименование	Единицы измерения		Соотношения между единицами
	в системе СИ	в технической системе	
Масса	килограмм, кг	техн. ед. массы, кгс·с^2/м	1 кг=0,102 кгс·с^2/м 1 кгс·с^2/м=9,81 кг
Сила	ньютон, Н	кгс	1 Н=0,102 кгс 1 кгс=9,81 Н
Давление	паскаль, Па	кгс/м^2	1 Па=0,102 кгс/м^2=0,102 мм вод. ст. 1 кгс/м^2=1 мм вод. ст.=9,81 Па 1 мм рт. ст =133 Па 1 кПа=102 мм вод. ст. 1 МПа=10,2 кгс/см^2 1 кгс/см^2=0,0981 МПа
Количество энергии, работы, теплоты	джоуль, Дж	кгс·м, ккал	1 Дж=0,102 кгс·м=0,23910^{-3} ккал 1 кгс·м=9,81 Дж 1 ккал=427 кгс·м=4187 Дж= =4,187 кДж
Мощность	ватт, Вт	кгс·м/с	1 Вт=0,102 кгс·м/с=1,36·10^{-3} л. с.= =0,86 ккал/ч 1 кгс·м/с=9,81 Вт=13,33·10^{-3} л. с.= =8,435 ккал/ч 1 ккал/ч=1,163 Вт
Удельная теплоемкость	джоуль на килограмм-кельвин, $\frac{Дж}{кг \cdot К}$	$\frac{ккал}{кгс \cdot град}$	$1\frac{кДж}{кг \cdot К}=0{,}239\ \frac{ккал}{кг \cdot град}$ $1\ \frac{ккал}{кгс \cdot град}=4{,}187\ \frac{кДж}{кг \cdot К}$
Коэффициент теплообмена и теплопередачи	ватт на квадратный метр-кельвин, $\frac{Вт}{м^2 \cdot К}$	$\frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град}$	$1\frac{Вт}{м^2К}=0{,}86\frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град}$ $1\ \frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град}=1{,}163\ \frac{Вт}{м^2 \cdot К}$
Коэффициент теплопроводности	ватт на метр-кельвин, $\frac{Вт}{м \cdot К}$	$\frac{ккал}{м^2 \cdot ч \cdot град}$	$1\frac{Вт}{м \cdot К}=0{,}86\ \frac{ккал}{м \cdot ч \cdot град}$ $1\ \frac{ккал}{м \cdot ч \cdot град}=1{,}163\ \frac{Вт}{м \cdot К}$
Динамическая вязкость	ньютон-секунда на квадратный метр, $\frac{Н \cdot с}{м^2}$	$\frac{кгс \cdot с}{м^2}$	$1\ \frac{Н \cdot с}{м^2}=0{,}102\ \frac{кгс \cdot с}{м^2}$ $1\ \frac{кгс \cdot с}{м^2}=9{,}81\ \frac{Н \cdot с}{м^2}$

Нормальные физические условия:
$P=101{\cdot}3$ кПа, $t=0$ °С.

Учебное издание

Ионин Александр Александрович

ГАЗОСНАБЖЕНИЕ

Мл редактор *Т. В. Большакова*
Технический редактор *Л. Ю. Калева*
Корректоры *Г А Кравченко, Г. Г Морозовская*
ИБ № 4265

Сдано в набор 25 02 88 Подписано в печать 26 01 89 Т 07622 Формат 70×100/16 Бум Книжно *журнальная Гарнитура «Литературная» Печать офсетная Усл печ л 35,47 Усл кр отт 70 94* Уч-изд л 38,08 Тираж 32 300 экз Изд № А1 1700 Заказ 1052 Цена 1 р 80 к

Стройиздат 101442 Москва, Каляевская, 23а

Московская типография № 4 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
129041, Москва, Б Переяславская ул , 46