

662.95
С 714

СЖИГАНИЕ ГАЗА НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ И В ПРОМЫШЛЕННОСТИ

В.А. СПЕЙШЕР



В книге кратко изложены теоретические основы сжигания газового топлива с различными объемными теплонпряжениями и форсировками. Рассматривается влияние различных факторов на процесс горения газа в факеле. Приведены классификация газовых горелок и расчет газогорелочных устройств наиболее распространенных типов. Освещен опыт сжигания газа в топках паровых котлов различной мощности.

При подготовке к переизданию в текст книги включены новые данные по теплообменным характеристикам факелов и по организации процесса горения в топках паровых котлов. Кроме того, дан анализ методов расчета газовых горелок.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, исследованием и эксплуатацией газогорелочных систем и газоиспользующих агрегатов.

ВВЕДЕНИЕ

В последние годы ни одна отрасль промышленности нашей страны не развивалась такими бурными темпами, как газовая промышленность.

Темпы развития советской газовой промышленности и уровень добычи газа определяются огромными запасами природного и нефтепромыслового газов в недрах нашей страны, исключительными качествами газа как топлива и сырья для химической промышленности, высокой народнохозяйственной эффективностью использования газа [Л. 1].

Согласно прогнозам, потенциальные запасы природного газа в СССР превышают 60 трил. м³ [Л. 2].

За последние 6—7 лет открыто много месторождений (газовых и газоконденсатных) в районах Северного Кавказа, Поволжья и Западной Украины. Однако решающее значение имеет выявление новых крупных газоносных районов, среди которых особое место занимают восточная Украина, Узбекская и Туркменская республики, Западная Сибирь, Западный Казахстан, Якутия, Крым и др.

В нашей стране взят решительный курс на опережающее развитие добычи нефти и газа по сравнению с другими видами топлива. Удельный вес нефти и газа в топливном балансе страны увеличился с 22% в 1953 г. до 51,7% в 1965 г. Это дало народному хозяйству многие миллиарды рублей экономии.

Директивами XXIII съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1966—1970 гг. предусмотрено довести в 1970 г. добычу газа до 225—240 млрд. м³, нефти — до 345—

355 млн. т; угля — до 665—675 млн. т. Ежегодные приросты добычи газа составят около 20 млрд. м³ и добычи нефти — свыше 20 млн. т [Л. 1].

Большое внимание уделяется строительству магистральных газопроводов. В текущем пятилетии (1966—1970 гг.) будут построены магистральные газопроводы с отводами общей протяженностью не менее 25 тыс. км. В целях повышения маневренности и надежности газоснабжения страны применяется кольцевание газопроводов, их объединение в системы и другие мероприятия крупного масштаба. Развернуты большие работы по созданию промышленных подземных хранилищ газа.

В этих условиях вопросы наиболее экономичного использования газа в народном хозяйстве становятся весьма актуальными. Особое значение приобретает выбор наиболее эффективных направлений использования природного газа и установление наиболее рациональной очередности перевода на природный газ отдельных потребителей.

Трудно найти теперь такую отрасль в нашем народном хозяйстве, где бы не использовался природный, нефтепромысловый или сжиженный газ. Свыше 85% всего добываемого и производимого в СССР газа используется в промышленности как высококалорийное топливо или как технологическое сырье, всюду давая значительный экономический эффект.

Перевод на газ значительно повышает производительность многих промышленных печей, ранее работавших на твердом топливе. Внедрение природного газа в ряде отрас-

лей промышленности дает возможность вводить в эксплуатацию новые типы высокопроизводительных газоиспользующих агрегатов, облегчает автоматизацию процессов нагрева и термообработки изделий, значительно улучшает технико-экономические показатели производства.

Электрические станции потребляют в настоящее время около 26% добываемого природного газа [Л. 3]. Чем правильнее будут распределены и экономичнее использованы ресурсы природного газа, выделяемые для энергетического хозяйства, тем больше будет вытеснено дорогого твердого топлива и сэкономлено народных средств.

Следует иметь в виду, что методика технико-экономического сравнения природного газа с другими энергоресурсами и энергоносителями в различных областях их применения до настоящего времени еще недостаточно разработана. Во многих случаях при оценке сравнительной экономичности природного газа оперируют недостаточно обоснованными цифрами, преимущественно выдвигая на первый план такой показатель, как себестоимость тонны условного топлива, весьма низкую для природного газа, и занижая удельные капиталовложения в геологическую разведку, добычу и транспорт газа. Вместе с тем в ряде случаев недостаточно учитываются те выгоды, которые дает применение природного газа в качестве энергоносителя [Л. 4].

Наиболее совершенные котельные агрегаты электростанций и промышленности могут работать с высоким к. п. д. (83—89%) и на твердом топливе. Все же перевод на газ дает возможность несколько повысить их к. п. д. (в среднем на 2—4%) и уменьшить расход электроэнергии на собственные нужды. Если принять к. п. д. котлоагрегатов, работающих на газе, равным 92%, то по данным института Теплоэлектропроект снижение удельных расходов топлива (в пересчете на условное топливо) при переходе на газ с каменного угля составляет примерно 3,8%; с антрацитового

штыба — 7,4%; с бурого угля — около 6%. В связи с тем, что в структуре себестоимости электроэнергии топливо имеет наибольший удельный вес (до 70%), замена газом других, более дорогих видов топлива может снизить себестоимость электроэнергии довольно значительно. Конечно, указанное снижение себестоимости будет различным в зависимости от вида замещаемого топлива, а также от того, в каком районе страны работает электростанция. В известной степени на снижение себестоимости электроэнергии влияет и отсутствие расходов на подачу и приготовление топлива [Л. 5].

Все же основным видом топлива для электростанций является уголь. Перевод электростанций с твердого топлива (угольной пыли) на природный газ разрешается, как правило, лишь в тех случаях, когда в топливном балансе предусмотрено полное использование имеющихся ресурсов высокосольных и мелкозернистых углей (штыбы, многосольные и тощие угли и т. п.), добываемых в районах расположения электростанций или завозимых в эти районы. В ряде случаев применение газового топлива на электростанциях вызывает санитарно-гигиеническими соображениями, если воздушный бассейн окружающих районов чрезмерно загрязнен. Допускается также использование сезонных избытков газа; некоторые электростанции работают летом на природном газе, а зимой — на мазуте или на твердом топливе. Например, избыточный в летние месяцы природный газ потребляется Новомосковской, Щекинской, Луганской, Приднепровской, Челябинской и другими электростанциями, постоянной топливной базой которых является в основном твердое топливо (донецкий, подмосковный, челябинский и другие угли).

Электростанции, на которых природный газ используется в качестве постоянной топливной базы, являются исключением. К числу их относятся Краснодарская, Невинномысская, Новогрозненская, Сумгаитская, Волгоградская, Харьковская

№ 3, Киевская № 3 и другие электростанции, а также теплоцентрали Москвы. Кроме того, строительство станций, обеспеченных газовым топливом в течение всего года, возможно в ряде среднеазиатских районов добычи природного газа [Л. 6].

Потребность в газе очень велика и это обязывает относиться к его ресурсам чрезвычайно бережно, уделяя максимум внимания вопросам умелого, квалифицированного, экономичного использования газового топлива. Однако анализ существующего положения показывает, что в процессе массового перевода предприятий на газ довольно часто имеют место значительные перерасходы газового топлива вследствие неправильного проектирования и недостаточно квалифицированной эксплуатации газогорелочных устройств. В то же время есть все основания и условия для того, чтобы переход на газ сопровождался улучшением производственных и технико-экономических показателей. В одних случаях для этого достаточно принятия простых мер, а в других, более сложных, случаях получение существенного эффекта связано с необходимостью разрабатывать (или внедрять уже разработанные) прогрессивные методы сжигания газа и газового обогрева, позволяющие интенсифицировать процесс, использовать все преимущества этого вида топлива, лучше удовлетворять требования технологии и в то же время сводить к минимуму потери тепла с уходящими газами, а также потери тепла от химического недожога.

Не следует забывать, что ряд крупных производств связан с образованием отходов в виде высококалорийных и низкалорийных газов. Иногда использование этих отходов как топлива не представляет каких-либо трудностей и осуществляется на протяжении многих лет, но есть такие отбросные газы (например, газы сажевого производства), процесс сжигания которых еще не освоен и они в большом количестве выбрасываются в атмосферу. Необходимо ликвидировать и это расточительство топливных ресурсов.

Задумываясь над вопросами ра-

ционального использования горючих газов, нетрудно прийти к выводу, что они связаны с решением многих разнообразных по своей важности и сложности задач.

Для того чтобы лучше справиться с этими задачами, работники, специализирующиеся в области газоиспользования, должны хорошо знать основы теории и практики сжигания газов. В частности, для правильного проектирования и рациональной эксплуатации газогорелочных устройств необходимо иметь ясное представление о закономерностях воспламенения, распространения пламени и обеспечения устойчивого и полного горения газов. Кроме того, необходимо хорошо разбираться в свойствах газовых горелок различных типов и в методах их расчета, а также изучать процесс передачи тепла от продуктов сгорания к тепловоспринимающим поверхностям.

Назначение данной книги заключается в оказании посильной помощи при решении этих задач.

В последнее время вопросы сжигания газа освещаются в современной технической и научно-технической литературе все более и более подробно. При этом можно наблюдать два направления. Первое направление характеризуется высоким теоретическим уровнем и обилием описываемого экспериментального материала. Второе направление характерно детальным описанием устройств, применяемых в современной практике газоиспользования, причем основные закономерности процессов горения либо не затрагиваются вовсе, либо излагаются в отдельных параграфах, не связанных или мало связанных с основным текстом.

В данной книге сделана попытка вкратце изложить наиболее существенные разделы¹ современной теории горения газового топлива и на этой основе дать анализ конструкций наиболее распространенных газогорелочных устройств и некото-

¹ Петитом выделена та часть текста, которая требует от читателя знания некоторых специальных разделов физической химии и теории теплообмена.

рых газоиспользующих агрегатов современных электростанций и промышленности. Следует, однако, учитывать, что при изложении материала отнюдь не имелось в виду охватить целиком опыт, накопленный проектными и научно-исследовательскими организациями, а также производственными коллек-

тивами. Результаты их деятельности излагаются лишь частично, главным образом в тех случаях, когда возникает необходимость проиллюстрировать некоторые принципиальные положения или охарактеризовать достижения науки и техники в рассматриваемых областях газоиспользования.



ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ТЕОРЕТИЧЕСКИЕ ОСНОВЫ СЖИГАНИЯ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА

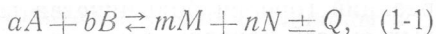
ГЛАВА ПЕРВАЯ

ГОРЕНИЕ ГАЗА КАК ФИЗИКО-ХИМИЧЕСКИЙ ПРОЦЕСС. ВОСПЛАМЕНЕНИЕ ГАЗОВ

1-1. КРАТКАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА ГОРЕНИЯ КАК ХИМИЧЕСКОГО ПРОЦЕССА

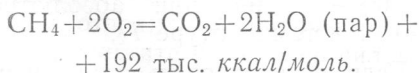
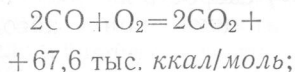
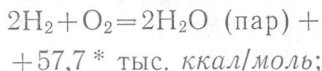
В основе процесса горения лежит химическая реакция соединения двух веществ — топлива и окислителя. В качестве последнего обычно используется кислород воздуха.

Химическая реакция между веществами A и B , протекающая с образованием продуктов M и N , может быть описана стехиометрическим уравнением следующего вида:



где a , b , m и n — число молекул, участвующих в элементарном акте реакции (стехиометрические коэффициенты), а Q — тепловой эффект реакции.

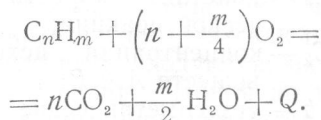
Для наиболее распространенных в технике газов стехиометрические уравнения реакций горения записываются следующим образом:



Для углеводородных газов химическая реакция горения в общем ви-

* Теплота сгорания газа, выраженная в ккал/м³, может быть подсчитана путем деления Q на 22,4, т. е. на объем, занимаемый килограмм-молекулой газа при нормальных условиях (0°С и 760 мм вод. ст.)

де выражается стехиометрическим уравнением



Эти итоговые уравнения материального баланса рассматриваемых химических реакций не дают, однако, возможности вскрыть действительный сложный механизм развития процесса горения. Для этой цели необходимо изучить факторы, от которых зависит скорость химических превращений.

Скорость любой химической реакции зависит от концентрации реагирующих веществ и от температуры. В общем виде эту зависимость можно записать следующим образом:

$$W = f(C, T), \quad (1-2)$$

где W — скорость химической реакции, которую обычно выражают как скорость изменения концентрации реагирующих за время τ веществ **, т. е.

$$W = - \frac{dC}{d\tau};$$

C — концентрация реагирующего вещества; T — начальная температура.

** Поскольку вещества реагируют между собой в пропорциях, определяемых стехиометрическим уравнением типа (1-1), о скорости реакции в большинстве случаев можно судить по уменьшению концентрации одного из исходных веществ или по увеличению концентрации одного из продуктов реакции.

Для необратимой бимолекулярной реакции типа $aA + bB \rightarrow mM + nN + Q$ зависимость скорости химической реакции от концентрации реагентов определяется законом действующих масс. Этот закон формулируется следующим образом: скорость реакции в гомогенной системе в каждый момент времени пропорциональна произведению концентраций реагирующих веществ. Следовательно, скорость химической реакции (бимолекулярной) можно выразить также следующим образом:

$$W = kC_1^a C_2^b, \quad (1-3)$$

где k — константа скорости химической реакции;
 C_1 и C_2 — концентрации исходных веществ A и B ;
 a и b — стехиометрические коэффициенты.

Ту же скорость химической реакции можно выразить и через концентрации продуктов реакции:

$$W = kC_3^m C_4^n, \quad (1-3a)$$

где C_3 и C_4 — концентрации получаемых веществ M и N .

Если исходные газы A и B смешаны не в стехиометрическом соотношении, то реакция закончится в тот момент, когда компонент, находящийся в недостатке, будет израсходован полностью.

Зависимость константы скорости реакции от температуры описывается экспоненциальным уравнением Аррениуса:

$$k = k_0 e^{-\frac{E}{RT}}, \quad (1-4)$$

где k_0 — константа (так называемый предэкспоненциальный множитель);

e — основание натуральных логарифмов;

E — энергия активации, ккал/моль;

R — газовая постоянная, ккал/моль · град;

T — абсолютная температура, °K.

По своему происхождению уравнение (1-4) — эмпирическое, оно

возникло при обработке результатов многочисленных опытов, посвященных выявлению зависимости скорости химических реакций от температурных условий. Тем не менее, это уравнение может быть довольно хорошо истолковано с точки зрения современных статистических взглядов на природу химических реакций. Упрощая постановку вопроса, можно считать, что константа k_0 мономолекулярной реакции представляет собой общее число столкновений молекул между собой, а значение энергии активации E — это минимальная величина энергии молекул, обеспечивающая эффективность столкновения. Другими словами, если молекулы недостаточно «активны», скорость их движения мала, а их энергия меньше E , то при столкновении друг с другом такие молекулы не взаимодействуют химически.

Каждой химической реакции свойственно свое значение энергии активации, не зависящее в первом приближении от температуры. Численные значения энергии активации реакций горения большинства газовых смесей находятся в пределах от 20 000 до 40 000 ккал/моль (при протекании реакций при высоких температурах).

Чтобы лучше себе представить, как сильно возрастает скорость химической реакции с повышением температуры, объединим равенства (1-3) и (1-4) следующим образом:

$$\frac{W_1}{W_2} = e^{-\frac{E}{R} \left(\frac{1}{T_1} - \frac{1}{T_2} \right)}, \quad (1-5)$$

где W_1 — скорость химической реакции при абсолютной температуре T_1 ;

W_2 — то же при абсолютной температуре T_2 .

Если воспользоваться уравнением (1-5), например, применительно к реакции, имеющей $E = 40\,000$ ккал/моль, и подставить в него значение T_2 , которое в 2 раза превышает T_1 (допустим, $T_2 = 1\,000^\circ\text{K}$ и $T_1 = 500^\circ\text{K}$), то получится, что скорость химической реакции возрастет при этом в $5 \cdot 10^8$ раз.

Еще нагляднее зависимость скорости реакции от температуры и концентрации выявляется путем графической интерпретации (рис. 1-1) следующего уравнения:

$$W = k_0 e^{-\frac{E}{RT}} f(C), \quad (1-6)$$

полученного путем подстановки выражения k из уравнения (1-4) в уравнение (1-3), причем $f(C)$ есть некоторая функция от молярной концентрации C — одного из реагирующих веществ, находящегося в недостатке (по сравнению со стехиометрическим количеством). По оси абсцисс на рис. 1-1 отложено отношение C/C_0 , где C есть концентрация наблюдаемого компонента реакции в различные моменты времени, а C_0 — начальная концентрация того же компонента. По оси ординат на графике отложена скорость химической реакции, которая меняется от некоторого начального значения (при $C=C_0$) до нуля при $C=0$, т. е. в том случае, когда наблюдаемый компонент прореагирует нацело.

Характер изменения величины W в процессе реагирования зависит от того, успевает ли отводиться тепло из зоны реакции. Если тепло реакции выделяется очень медленно, а зона реакции охлаждается интенсивно, то процесс может протекать без заметного увеличения температуры (изотермически). На рис. 1-1 такой процесс показан линией 1, иллюстрирующей постепенное замедление реакции по мере израсходования исходных реагирующих веществ. Кривая 2 на рисунке иллюстрирует другой предельный случай («адиабатический»), когда скорость реакции, а следовательно, и скорость тепловыделения велики, тепло не успевает отводиться из зоны реакции, в результате чего здесь сильно повышается температура, что еще больше ускоряет реагирование и теплообразование. Левая ветвь кривой 2 является типичной для процессов, подчиняющихся экспоненциальному закону, т. е. уравнению типа (1-5), в котором независимая переменная (T) находится в показателе степени. Однако столь быстрый рост ве-

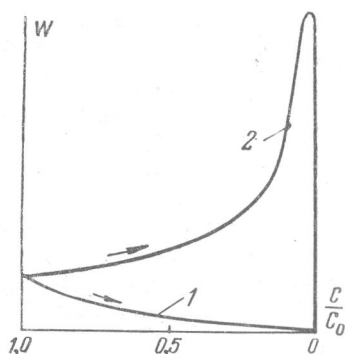


Рис. 1-1. Изменение скорости реакции W в процессе реагирования.

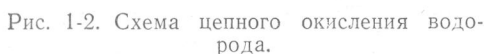
1 — изотермический процесс; 2 — адиабатический процесс.

личины W , естественно, не может продолжаться долго, так как исходные вещества расходуются, их концентрации падают. Дойдя до точки максимального подъема (экстремума), кривая 2 образует правую ветвь, которая заканчивается в том месте, где $C=0$.

Кривая 2, вообще говоря, весьма характерна для горения газо-воздушных смесей. Очень важно при этом обратить внимание на тот факт, что основная масса газа сгорает с большой скоростью в той зоне, где температура близка к максимуму, а исходные вещества (горючее или окислитель) в значительной своей части уже прореагировали.

Другая чрезвычайно существенная особенность реакций горения* заключается в наличии такой температуры, при которой наблюдается «резкий переход от медленной, почти незаметной реакции к быстрому реагированию, воспринимаемому как вспышка или взрыв и характеризующемуся появлением пламени» [Л. 7]. Например, гремучую смесь водорода с кислородом при комнатной температуре (и при атмосферном давлении) можно хранить в сосуде сколько угодно долго, не опасаясь, что произойдет горение (взрыв), так как при такой температуре реакция окисления водорода идет чрезвычайно медленно. Повышение начальной температуры смеси не приводит к заметному увели-

* Так же, как и других быстро протекающих экзотермических реакций.



По современным взглядам на природу химических превращений такой ход реакций горения объясняется в большинстве случаев не только сильным влиянием температуры на скорость реакции, но и цепным характером этих реакций, в изучении которых наибольшие заслуги принадлежат академику Н. Н. Семенову и его школе [Л. 8]. В этих реакциях переход к конечному состоянию осуществляется через ряд простейших и потому более вероятных промежуточных реакций. Скорость реакции зависит при этом от концентрации активных центров — химически активных частиц (атомов водорода H, атомов кислорода O, гидроксильных радикалов OH и других нестойких промежуточных соединений), генерируемых самой реакцией.

$$2\text{H} + \text{M} \rightarrow \text{H}_2 + \text{M},$$

Важно отметить, что свойственные реакциям горения энергичное тепловыделение и саморазогрев системы интенсифицируют цепное реа-

гирование, так как с ростом температуры увеличивается число активных начальных центров в системе. В связи с этим Н. Н. Семеновым было введено понятие «цепочечно-тепловой взрыв», означающее, что в общем случае сама реакция горения имеет цепную кинетику, а ускорение процесса идет за счет выделения тепла реакции. Наряду с этим некоторые реакции горения, начавшиеся при низкой температуре, как цепные приводят к прогрессивному разогреву системы, вследствие чего интенсифицируется обычный процесс термической активации и реакция из чисто цепной переходит в чисто тепловую.

Л. Н. Хитрин отмечает [Л. 7], что «такая взаимосвязь и качественные переходы одного типа процесса в другой особенно характерны для явлений горения. Вследствие такой связи теплового механизма реакции с цепным свойства процесса чисто теплового возбуждения быстрой реакции (в области горения его принято называть воспламенением) играют при возникновении горения значительную роль и часто не только качественно, но и количественно определяют этот процесс». По этим причинам теория теплового воспламенения позволяет объяснить многие особенности явлений воспламенения без привлечения для этой цели представлений о цепном реагировании [Л. 11].

Учитывая эти обстоятельства, проанализируем тепловую сторону процесса самовоспламенения, используя из представлений химической кинетики лишь одно рассмотренное выше существенное положение, а именно, экспоненциальную зависимость скорости реакции от температуры.

1.2. САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕ ГАЗОВ

Сущность процесса самовоспламенения можно уяснить себе, исходя из следующих соображений.

Пусть некоторый объем холодной газо-воздушной смеси заключен в замкнутый сосуд, стенки которого имеют заданную температуру T_0 . Через некоторый промежуток времени

смесь нагреется и примет температуру стенки. Если повторять этот опыт при более высоких значениях T_0 , то на температурном режиме начнет все заметнее сказываться тепловыделение, связанное с протеканием химической реакции окисления горючего, содержащегося в смеси. Чем выше температура стенки T_0 , тем выше будет устанавливаться температура T внутри сосуда. Поскольку в этих случаях $T > T_0$, часть тепла, выделяющегося при химическом реагировании, будет отводиться через стенку в окружающее пространство.

При постепенном увеличении температуры стенки наступит такой момент, когда тепловое равновесие между газовой системой и стенкой нарушится, тепловыделение превысит отвод тепла через стенки и начнется бурный самопроизвольный разогрев, который приведет к самовоспламенению смеси. Таким образом, существует предельная температура, превышение которой невозможно без самовоспламенения рассматриваемой газовой системы. Следовательно, непременным условием процесса самовоспламенения является прогрессирующий саморазогрев смеси, а роль стенки сосуда в зависимости от ее температуры сводится к отводу тепла или к компенсации теплопотерь.

Эти качественные рассуждения можно подкрепить анализом процесса, предложенным Н. Н. Семеновым [Л. 8].

Если в сосуде содержится V м³ горючей смеси, то скорость выделения тепла в результате химического реагирования выразится следующим образом:

$$q_{\text{прих}} = QWV, \quad (1-7)$$

где W — скорость химической реакции, моль/сек · м³;

Q — тепловой эффект реакции, ккал/моль.

Подставляя в уравнение (1-7) выражение для W из формулы (1-6), получим:

$$q_{\text{прих}} = Qk_0 e^{-\frac{E}{RT}} f(C)V, \quad (1-8)$$

откуда нетрудно видеть, что зависимость $q_{\text{прих}}$ от T имеет такой же экс-

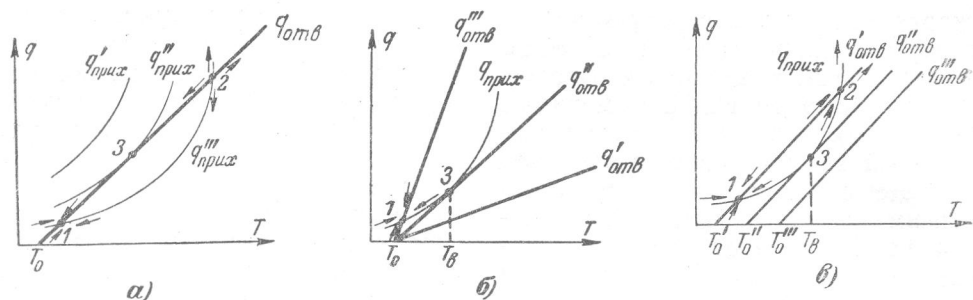


Рис. 1-3. Схема самовоспламеняемой горючей смеси.

а — при смещении кривой выделения тепла; б — при изменении угла наклона линии теплоотвода; в — при параллельном смещении линии теплоотвода.

поненциальный вид, как и зависимость W от T . Графически эта зависимость в системе координат $q = f(T)$ показана на рис. 1-3, а в виде семейства экспоненциальных кривых $q'_{\text{прих}}$, $q''_{\text{прих}}$ и $q'''_{\text{прих}}$, резко возрастающих с повышением температуры. Положение каждой такой кривой в указанной системе координат зависит в основном от следующих факторов: 1) от вида горючего, так как для каждой химической реакции значения E различны; 2) от состава смеси, который влияет на множитель $f(C)$, и, наконец, 3) от давления смеси, поскольку при повышении давления увеличивается число соударений молекул вообще, а следовательно, и число активных соударений.

При рассмотрении кривых тепловыделения необходимо обратить внимание на следующие обстоятельства.

Во-первых, кривые тепловыделения имеют плавный, непрерывный характер и не содержат каких-либо особых точек, которые указывали бы на изменение механизма процесса.

Во-вторых, ход процесса зависит не только от скорости тепловыделения. На него могут оказывать сильное влияние чисто внешние обстоятельства, к числу которых следует в первую очередь отнести условия отвода тепла из сосуда, в котором осуществляется самовоспламенение. Дело в том, что выделяющееся в результате реакции количество тепла $q_{\text{прих}}$ лишь частично идет на нагревание газа, а частично теряется через стенки сосуда. Количество отво-

димого через стенки тепла, отнесенное к единице объема, в первом приближении можно выразить, пользуясь законом Ньютона, следующей формулой:

$$q_{\text{отв}} = \alpha \frac{S}{V} (T - T_0), \quad (1-9)$$

где T — температура реакции;
 T_0 — температура стенки сосуда;
 α — коэффициент теплоотдачи;
 S — поверхность охлаждения.

В системе координат $q = f(T)$ уравнение (1-9) интерпретируется прямой линией, пересекающей ось абсцисс в точке T_0 . На рис. 1-3, а эта линия обозначена $q_{\text{отв}}$.

При более детальном изучении графика, представленного на рис. 1-3, а, можно обнаружить, что ход процесса, как это было показано Н. Н. Семеновым, зависит от соотношения скорости выделения тепла реакции и скорости отвода выделившегося тепла.

Если реакция идет по кривой $q'_{\text{прих}}$, не пересекающейся с линией $q_{\text{отв}}$, то тепловыделение при всех температурах превышает теплоотвод. При столь благоприятных условиях реакция быстро идет в сторону повышения температуры, т. е. наблюдается «саморазгон» процесса, приводящий к самовоспламенению смеси.

Если же реакция протекает по кривой $q'''_{\text{прих}}$, то тепловыделение превышает теплоотвод лишь в интервале температур от T_0 до точки 1. В этой точке $q_{\text{отв}}$ становится равным $q'''_{\text{прих}}$. Это означает, что воспламенение не происходит и система приходит в тепловое равнове-

ние, температура смеси больше не повышается, а скорость реакции медленного окисления остается постоянной до тех пор, пока на ней не начнет сказываться уменьшение концентрации исходных веществ. Сколько-нибудь значительное повышение температуры невозможно, так как все температурные режимы, находящиеся вправо от точки 1, связаны с превышением отвода тепла по сравнению с подводом его. В силу этого реакция перестала бы развиваться и система вернулась бы в положение, соответствующее равновесной точке 1.

Кроме точки 1, кривые $q''_{\text{прих}}$ и $q_{\text{отв}}$ пересекаются еще в точке 2. Однако если довести искусственно смесь до состояния, характеризваемого точкой 2, то достигнутое равновесие ($q''_{\text{прих}} = q_{\text{отв}}$) не будет устойчивым. Достаточно малейшего изменения и система либо вернется в точку 1, либо температура начнет непрерывно возрастать и прогрессивный рост скорости реакции приведет к практически мгновенному реагированию, т. е. к самовоспламенению смеси.

Особый интерес представляет сочетание линий $q''_{\text{прих}}$ и $q_{\text{отв}}$, имеющих точку касания 3. Данное сочетание является предельным, так как все кривые тепловыделения, лежащие вправо от $q''_{\text{прих}}$, характеризуют (для данных условий теплоотвода) невозможность самовоспламенения, а расположенные влево от $q''_{\text{прих}}$ — беспрепятственное развитие реакции.

Для того чтобы выявить влияние аппаратурных факторов на процесс самовоспламенения газовых смесей, рассмотрим два новых графика, построенных в тех же координатах, что и предыдущий, но отличающихся от него тем, что одна и та же реакция проводится в различных условиях теплообмена.

На рис. 1-3,б дана схема самовоспламенения смеси, осуществляемого в различных сосудах, имеющих одинаковую температуру стенки T_0 , но характеризующихся различными значениями множителя $\alpha \frac{S}{V}$, например, вследствие раз-

личных размеров. В этом случае уравнение тепловыделения (1-8) интерпретируется кривой $q_{\text{прих}}$, а уравнение теплоотвода (1-9) — пучком линий $q'_{\text{отв}}$, $q''_{\text{отв}}$ и $q'''_{\text{отв}}$, выходящих из точки T_0 . Чем интенсивнее теплообмен (т. е. чем больше α) и чем больше удельная поверхность охлаждения сосуда S/V , тем круче линии теплоотвода.

На рис. 1-3,в дана другая схема самовоспламенения смеси, осуществляемого в сосудах с различной температурой стенки T'_0 , T''_0 и T'''_0 . Линии $q'_{\text{отв}}$, $q''_{\text{отв}}$ и $q'''_{\text{отв}}$, относящиеся соответственно к трем указанным температурам, параллельны друг другу. Если температура стенок достаточно высока (например, равна T'''_0), то линия теплоотдачи не пересекается с линией тепловыделения, и теплоотвод не препятствует саморазогреву реагирующей смеси.

Особое значение и в этих двух случаях имеет такое взаиморасположение линий тепловыделения и теплоотвода, когда они имеют точку касания 3. Указанное взаиморасположение, являясь предельным, ограничивает режимы, характеризующиеся ограниченным ростом температуры, и режимы, приводящие к самовоспламенению. Таким образом, касание кривой тепловыделения и линии теплоотдачи является критическим условием перехода системы к самовоспламенению.

Важно отметить, что в точке касания имеет место не только равенство скоростей тепловыделения и теплоотвода ($q_{\text{прих}} = q_{\text{отв}}$), но и равенство скоростей изменения этих величин с температурой

$$\left(\frac{dq_{\text{прих}}}{dT} = \frac{dq_{\text{отв}}}{dT} \right).$$

Температурой самовоспламенения газовой смеси принято называть температуру T_B , которую смесь имеет в точке касания указанных линий. Следует, однако, иметь в виду, что температура самовоспламенения не является физико-химической константой конкретной газо-воздушной смеси, поскольку вследствие рассмотренных ранее

Таблица 1-1

Температура самовоспламенения различных газов в смеси с воздухом

Газ	Метод измерения	Содержание газа в газозвушной смеси, %	T_0 , °C	Примечания
Водород	Нагрев смеси, протекающей через трубку	28,5	609	
"	Впуск смеси в нагретый сосуд	28,5	550	
"	То же	28,5	590	Сосуд объемом 350 см ³
"	" "	28,5	625	То же 9 см ³
"	Адиабатическое сжатие	28,5	571	
Оксид углерода	Впуск смеси в нагретый сосуд	23,55	656	Сухая смесь
" "	То же	23,55	630	3,2% H ₂ O в смеси
" "	" "	61,9	672	Сухая смесь
" "	" "	61,9	641	3,2% H ₂ O в смеси
Метан	" "	2	850	
"	" "	4	810	
"	" "	8	800	
Этан	" "	1,9	594	
"	" "	8,15	540	
Пропан	" "	1,25	588	
"	" "	4,90	525	
Ацетилен	" "	10	500	
"	" "	45—55	335	
Сероуглерод	" "	1	373	
"	" "	12	290	
"	" "	60	487	

причин величина $q_{отв}$ зависит от параметров, характеризующих аппаратные условия, в которых осуществляется самовоспламенение. Что же касается метода определения температуры самовоспламенения при столь строгом ее понимании, то для каждого отдельного случая требуется точный подбор соответствующих условий теплообмена, что связано с большими экспериментальными трудностями. Вследствие этого температуру самовоспламенения газозвушных смесей различного состава обычно определяют одним из «стандартных» методов.

Разработка указанных методов была осложнена затруднениями, возникающими при измерении температур газа вообще и тем более в условиях быстрого изменения температуры внутри сосуда, где осуществляется самовоспламенение. Поэтому от измерения температуры внутри сосуда, как правило, приходится отказываться и считать за температуру самовоспламенения ту наименьшую температуру стенки, при которой в данном сосуде и в данной смеси наступает самовоспламенение.

В рассматриваемом на рис. 1-3,а графике такой температурой является температура стенки T''_0 . Конечно, любая другая температура, превышающая T''_0 , также обеспечит самовоспламенение в данной системе. Другими словами, величина T''_0 разграничивает две области, из которых одна является областью такого нагрева стенки, который приводит к самовоспламенению, а другая — областью нагрева, неспособного воспламенить данную смесь.

Значения T_v и T''_0 отличаются друг от друга, как показал Н. Н. Семенов, на величину RT_v^2/E . Однако ввиду того, что энергия активации E для реакций горения равна обычно нескольким десяткам тысяч ккал/моль·град, разность $(T_v - T_0)$ не превышает в большинстве случаев 40—50°С, что находится в пределах точности данного опыта. Некоторые численные значения температуры самовоспламенения, представляющие практический интерес, приведены в табл. 1-1 (подробнее см. [Л. 12]).

Наиболее достоверными считают данные, полученные методом впуска

заранее приготовленной газо-воздушной смеси заданного состава и давления в нагретый сосуд, из которого откачан воздух. Постепенно повышая температуру печи, при помощи которой осуществляется нагрев сосуда, фиксируют значение минимальной температуры стенки сосуда T''_0 , при которой наблюдается самовоспламенение смеси, которое и отождествляется с температурой самовоспламенения. Однако такой метод определения T''_0 связан с большими затратами времени, так как требует очень длительной (теоретически бесконечно большой) выдержки смеси при данной температуре стенки. По этой причине определение температуры самовоспламенения проводят при температурах стенки, превышающих T''_0 . При этом оказывается, что нагрев стенки до различных температур, превышающих T''_0 , приводит к самовоспламенению одной и той же смеси через разные промежутки времени. Промежуток времени, характеризующий задержку самовоспламенения, называется индукционным периодом. Чем выше температура стенки, тем короче индукционный период. Обычно точность измерения ограничивают, задаваясь каким-либо разумным значением индукционного периода.

Анализ опытных данных, приведенных в табл. 1-1, дает возможность убедиться в следующем:

1) различие в значениях T_0 , полученных различными методами для водородо-воздушных смесей одинакового состава, достигает 75°C ;

2) температура самовоспламенения сухой смеси СО с воздухом приблизительно на 30° выше, чем смеси того же состава, но содержащей 3,2% водяных паров*;

3) для всех газов величина T_0 зависит от того, в какой пропорции этот газ смешан с окислителем;

* Даже незначительные добавки водорода, паров воды и других соединений водорода значительно снижают температуру самовоспламенения по сравнению со значением, полученным для чистых смесей СО с воздухом. Это объясняется цепным механизмом окисления окиси углерода, протекающего с участием таких активных центров, как атомы Н и радикалы ОН.

4) метан воспламеняется при наиболее высокой температуре, а сероводород — при наиболее низкой.

1-3. ВЫНУЖДЕННОЕ ЗАЖИГАНИЕ

В предыдущем параграфе было рассмотрено явление самовоспламенения. В этом случае весь объем горючей смеси постепенно нагревается до температуры, при которой процесс начинает развиваться самостоятельно, уже не нуждаясь во внешнем тепловом воздействии. Такой способ воспламенения горючих смесей применяется в некоторых двигателях внутреннего сгорания.

Знание закономерностей самовоспламенения необходимо для того, чтобы перейти к изучению другого способа воспламенения, нашедшего широкое применение при факельном сжигании газа в котельной и печной практике. Речь идет о вынужденном зажигании, для осуществления которого совершенно не требуется нагревать горючую смесь по всему занимаемому объему, а достаточно разместить высокотемпературный источник (искру, накалившее тело, небольшое пламя и т. п.) в какой-либо точке объема, занимаемого горючей смесью.

В результате вынужденного зажигания, в конце концов, реакциями охватывается весь объем, занимаемый горючей смесью. Это происходит после воздействия на смесь указанным источником зажигания самопроизвольно, путем распространения пламени, происходящего, как это выяснится из дальнейшего, не мгновенно, а с некоторой конечной пространственной скоростью. Можно считать, что в основе вынужденного зажигания, так же как и при самовоспламенении, лежит тепловой фактор**.

Л. Н. Хитрин в своей монографии «Физика горения и взрыва» приводит соображения, высказанные Вант-Гоффом по поводу зажи-

** Случай, когда воспламенение осуществляется без предварительного температурного воздействия на газовую систему, здесь не рассматриваются.

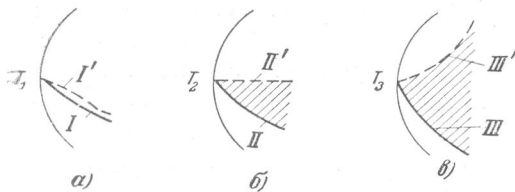


Рис. 1-4. Вынужденное зажигание смеси от нагретой стенки.

а — низкая температура стенки; *б* — стенка нагрета до температуры T_2 ; *в* — температура стенки немного выше T_2 .

гания газовых смесей от накаливаемого тела.

Рассмотрим эти соображения, которые несколько схематизируют процесс, так как не учитывают диффузии реагирующих веществ, но зато дают очень наглядное представление о его механизме.

На рис. 1-4 показано типичное распределение температур на некотором расстоянии от нагретой стенки шарообразного сосуда для некоторых характерных случаев. Если температура стенки невелика ($T=T_1$), то распределение температур в инертной газовой среде можно изобразить кривой *I* (рис. 1-4, *а*). Достаточно, однако, вместо инертной среды взять реакционно способную газовую смесь и распределение температур изменится (кривая *I'*), так как выделение тепла реакции несколько повысит температуру среды вблизи тела.

На рис. 1-4, *б* показан второй случай, отличающийся от предыдущего тем, что стенка нагрета до более высокой, чем T_1 , температуры T_2 . Если среда инертна, то распределение температур будет отличаться от случая «*а*» только более резким снижением температуры по мере удаления от стенки. Если же среда реакционно способна, то тепла реакции выделится больше, чем в случае «*а*», и температурная кривая будет гораздо менее пологой, чем кривая *II*. Больше того, можно предположить, что температура T_2 выбрана таким образом, что линия *II* примет горизонтальное положение, т. е. по мере удаления от стенки температура снижаться не будет.

Нетрудно себе представить, что после этого даже небольшое увеличение температуры источника по

сравнению с T_2 нарушит термохимическое равновесие и температура горючей смеси начнет изменяться во времени, прогрессивно увеличиваясь до тех пор, пока не произойдет местное самовоспламенение смеси, и образовавшееся пламя не распространится на весь объем смеси (рис. 1-4, *в*). Температура T_2 , следовательно, является для этих условий критической предельной температурой, т. е. температурой вынужденного зажигания.

Математически предельное критическое условие зажигания определяется равенством $(dT/dn)_{ст}=0$, где *n* — нормаль к поверхности, а индекс «ст» показывает, что градиент температуры относится к поверхности накаливаемого тела. Другими словами, источник, нагретый до температуры T_2 , перестает как таковой участвовать в процессе зажигания потому, что тепловой поток от него становится равным нулю; дальнейшее протекание процесса определяется условиями, которые имеют место в слое газа, находящегося в контакте с указанным нагретым телом и выделяющего нужное количество тепла.

Анализируя эти соображения, следует подчеркнуть, что критические условия, которые характеризуют зажигание, должны быть связаны, с одной стороны, со свойствами источника зажигания, а с другой стороны, — с условиями распространения пламени в горючей смеси.

Рассмотрим вопрос о том, как зависит температура вынужденного зажигания от диаметра источника зажигания и скорости химической реакции в смеси.

Без учета сопутствующих диффузионных явлений решение этой задачи для случая зажигания неподвижной горючей смеси в более строгом виде дано впервые Я. Б. Зельдовичем [Л. 13]. В самых общих чертах теория зажигания Зельдовича сводится к следующему. Допустим, что горючая смесь находится в сосуде (рис. 1-5), одна из стенок которого нагрета до некоторой температуры T_s , а другая остается холодной, т. е. при температуре T_0 . Если бы смесь не содержала горючих компонентов, то снижение температуры на пути *d* осуществлялось бы по линейному закону. Если же смесь реакционно способна, то на линии появляется выпуклость вблизи от нагретой стенки.

По мере увеличения температуры стенки указанная выпуклость увеличивается, но

воспламенения не происходит до тех пор, пока T_s не достигнет некоторого предельного значения. Из предыдущего нам известно, что математически данное предельное состояние системы выражается условием $(dT/dx)_{x=0} = 0$. При этом условии, как уже указывалось, химический процесс в газе, заключенном в сосуде, не нуждается больше в подводе тепла от нагретой стенки, так как все тепло q_1 , которое неминуемо отводится на холодную стенку, полностью обеспечивается за счет собственного тепла q_2 реакции, протекающей в нагретом слое газа толщиной ξ , прилежащем к нагретой стенке. Следовательно, условием воспламенения и в этом случае является равенство $q_1 = q_2$.

Таким образом, роль накаливаемого тела сводится к созданию в слое газа, прилежащем к телу, такой температуры, при которой количество тепла q_2 , выделяемого реакцией в этой зоне, становится больше тепла q_1 , которое должно отводиться от этой зоны наружу. Температура, при которой достигается условие $q_1 = q_2$, является температурой зажигания смеси; численно эта температура всегда выше температуры самовоспламенения T_v . Задача расчета зажигания сводится поэтому к возможно более точному определению величин q_1 и q_2 [Л. 13].

Поскольку реакция протекает в основном в пограничном слое газа толщиной ξ , можно считать, что при $\xi \ll d$ градиент температур между стенками не будет сильно отличаться от градиента в инертной среде. Поэтому можно считать, что поток тепла на холодную стенку равен:

$$q_1 = \lambda \frac{T_s - T_0}{d} \quad (1-10)$$

где λ — коэффициент теплопроводности газа, $\text{ккал/м} \cdot \text{д} \cdot \text{град}$.

Это тепло передается в зоне ξ и равно в установившемся состоянии теплу, выделенному в зоне ξ за счет реакции.

Поскольку размер зоны реакции ξ значительно меньше расстояния d , процесс горения и переноса тепла описывается дифференциальным уравнением теплопроводности (с источником тепла)

$$\lambda \frac{d^2 T}{dx^2} + QW(C, T) = 0,$$

где Q — теплота сгорания реагирующей смеси, ккал/м^3 ;

$W(C, T)$ — скорость химической реакции, определяемая по формуле (1-6).

Обозначим градиент dT/dx через y , тогда

$$y \frac{dy}{dT} = -\frac{Q \cdot W(C, T)}{\lambda}.$$

Интегрируя это уравнение по T , получим:

$$y = \sqrt{\frac{2}{\lambda} Q \int_{T_\xi}^{T_s} W(C, T) dT}.$$

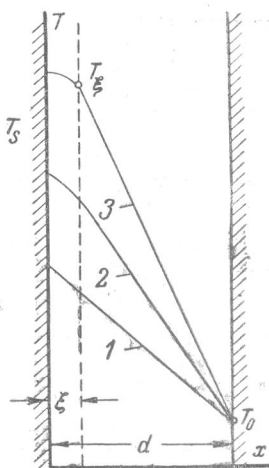


Рис. 1-5. Распределение температуры горючей смеси в плоскопараллельном сосуде при отсутствии и наличии реакции окисления.

Поскольку

$$q_2 = \lambda \left(\frac{dT}{dx} \right)_\xi = \lambda (y)_\xi,$$

можем написать:

$$q_2 = \lambda \sqrt{\frac{2Q}{\lambda} \int_{T_\xi}^{T_s} W(C, T) dT}. \quad (1-11)$$

После интегрирования и некоторого упрощения получим:

$$q_2 = \lambda \sqrt{\frac{2Q}{\lambda} W(T_s) \frac{RT_s^2}{E}}, \quad (1-12)$$

где $W(T_s)$ — скорость химической реакции в слое смеси данного состава при $T = T_s$.

Приравнявая q_1 и q_2 , нетрудно получить искомую связь между температурой T_s и расстоянием d , а именно:

$$d = \sqrt{\frac{\lambda (T_s - T_0)^2}{2Q} \frac{E}{W(T_s) RT_s^2}}. \quad (1-13)$$

Распространяя вышеприведенные рассуждения на часто встречающийся в практике случай, когда горючая смесь зажигается накаливаемым телом сферической формы, можно доказать [Л. 7], что аналогично выражению (1-13)

$$\rho = \sqrt{\frac{\lambda (T_s - T_0)^2}{2Q} \frac{E}{W(T_s) RT_s^2}}, \quad (1-14)$$

где ρ — радиус накаливаемого тела сферической формы, м ;

T_0 — температура горючей смеси, окружающей источник зажигания, $^\circ\text{C}$.

Из уравнения (1-14) следует, что для зажигания смеси требуется нагрев источника до тем более высокой температуры, чем меньше размер накаливаемого тела. Этот вывод хорошо подтверждается опытными данными.

Аналогичным путем можно доказать, что необходимая для зажигания температура источника T_s тем выше, чем менее интенсивна реакция.

Точное решение сходной задачи для случая, когда зажигаемая горючая смесь не находится в неподвижном состоянии, а движется со скоростью w , представляет, конечно, значительные трудности вследствие сложной картины течения газа около источника зажигания (накаливаемого тела). В связи с этим возникла необходимость в использовании упрощенной модели явления. Такое несколько упрощенное решение задачи было дано Л. Н. Хитриным и С. А. Гольденбергом, которые, распространив рассуждения Я. Б. Зельдовича на случай зажигания движущейся газовой среды накаливаемым телом с учетом распределения горючего около источника зажигания, получили ряд важных соотношений, связывающих воедино наиболее важные предельные характеристики зажигания: а) концентрационные границы; б) зависимости этих границ от давления, температуры и содержания примесей; в) граничные скорости пламени; г) критерии стабилизации пламени.

Отсылая читателей, интересующихся подробнее этой работой, к соответствующим литературным источникам [Л. 7, 14], рассмотрим лишь ее отправные положения и некоторые наиболее существенные выводы.

Упрощая постановку задачи, можно сделать предположение, что в пограничном слое среда находится в покое. К этому слою была применена схема рассуждений Зельдовича с учетом более общего кинетического уравнения, а также с учетом явления диффузии горючего к зажигающему телу.

Как и ранее, в данном случае общее выражение q_2 согласно уравнению (1-11) имеет вид:

$$q_2 = \lambda \sqrt{\frac{2Q}{\lambda} \int_{T_\xi}^{T_s} W(C, T) dT},$$

где T_ξ — температура на внешней границе слоя, где идет реакция;
 $W(C, T)$ — общее выражение скорости реакции.

Величина же q_1 в отличие от уравнения (1-10) выражается для случая движущейся газовой смеси следующим уравнением конвективного теплообмена:

$$q_1 = \alpha (T_\xi - T_0) \approx \alpha (T_s - T_0), \quad (1-15)$$

поскольку $T_\xi \approx T_s$.

Здесь α — коэффициент теплоотдачи, который равен $\frac{\lambda}{d} Nu$, где Nu — критерий Нус-

сельта, а d — определяющий размер зажигающего тела.

Критическое условие зажигания по-прежнему выражается формулой $q_1 = q_2$, и поэтому

$$\frac{Nu}{d} (T_s - T_0) = \sqrt{\frac{2Q}{\lambda} \int_{T_\xi}^{T_s} W(C, T) dT}. \quad (1-16)$$

Основная трудность расчета заключается в возможно более точном определении интеграла

$$\int_{T_\xi}^{T_s} W(C, T) dT.$$

Опуская промежуточные рассуждения и математические выкладки, имеющие для общего случая весьма сложное выражение, рассмотрим лишь результирующее уравнение, полученное из соотношения (1-16) для частного случая зажигания смесей, далеких по своему составу от концентрационных пределов воспламенения, т. е. близких к стехиометрии. При указанном условии

$$\left(\frac{Nu}{d}\right)^2 (T_s - T_0)^2 \approx \frac{2Q}{\lambda} \frac{RT_s^2}{E} W_s, \quad (1-17)$$

где W_s — скорость реакции при температуре стенки T_s .

Из выражения (1-17) видно, что возможность зажигания в потоке также зависит от свойств источника зажигания (его температуры, формы и размеров) и от свойств газовой среды, окружающей источник зажигания. С помощью соотношения типа (1-17) можно, кроме того, используя данные, полученные опытным путем, находить такие важные кинетические характеристики горючих смесей, как энергия активации и предэкспоненциальный коэффициент.

Из того же уравнения (1-16) путем нескольких иных преобразований Л. Н. Хитрин и С. А. Гольденберг нашли зависимость границ зажигания от горючих свойств смеси, размеров источника зажигания и скорости потока зажигаемой смеси.

Для случая быстродвижущейся смеси, когда теплообмен между газом и накаливаемым телом подчиняется закономерностям внешнего теплообмена ($Nu = A Re^{0.5}$), указанная зависимость применительно к реакциям второго порядка имеет следующий вид*:

$$T_k^{Tp} \frac{\frac{E}{R} \lg e}{\lg \left(\frac{B}{A} \right)^2 \frac{d}{w}}, \quad (1-18)$$

* Зависимость получена для смесей предельного состава, т. е. состава, близкого к одному из пределов воспламенения.

где $T_k^{гр}$ — расчетная температура горения смеси предельного состава;

B — постоянный множитель, зависящий от кинетических констант;

E — энергия активации;

d — диаметр источника зажигания;

w — скорость движения зажигаемой смеси;

v — коэффициент кинематической вязкости смеси.

В качестве иллюстрации на рис. 1-6 показана весьма характерная зависимость границ зажигания пентано-воздушных смесей от скорости потока для источников зажигания различного диаметра. Кривые 1, 2 и 3 построены по формуле (1-18). Из графика, по оси абсцисс которого отложено содержание пентана в смеси, видно, что накалившее тело диаметром 1 мм (кривая 1) способно зажигать пентано-воздушные смеси в сравнительно небольшом диапазоне скоростей w и концентраций горючего C . За пределами, охваченными кривой 1 и осью абсцисс, зажигание не происходит. В отличие от этого тела диаметром 3 и 5 мм позволяют значительно расширить диапазон w и C , в котором зажигание осуществимо, тогда как влияние d на границы зажигания неподвижных смесей невелико.

Выше кратко были рассмотрены некоторые наиболее важные вопросы современной теории воспламенения, пользуясь которыми, удастся вскрыть основные закономерности этого процесса и наметить основные пути его интенсификации, что особенно важно, поскольку, как это будет показано далее, в технике очень часто требуется, чтобы зажигание осуществлялось не только безотказно, но и быстро.

Изучая процессы самовоспламенения и вынужденного зажигания, мы впервые столкнулись с явным влиянием ряда физических явлений на развитие и характеристику некоторых стадий процесса горения. Больше того, поскольку химические реакции при высоких температурах протекают очень быстро, зачастую скорость процесса горения в целом определяется интенсивностью не химических, а более медленных чисто физических стадий [Л. 7].

Отсюда становится ясной необходимость понимания не только химической, но и физической стороны процесса горения. Особое значение такой комплексный физико-химический подход к изучению процесса приобретает при выборе методов его интенсификации, так как интенсифи-

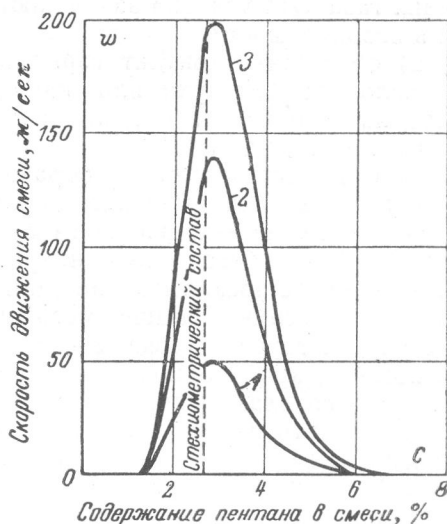


Рис. 1-6. Зависимость концентрационных пределов зажигания от скорости потока при различных диаметрах источника зажигания.

1, 2, 3 — при диаметре источника зажигания соответственно 1, 3 и 5 мм.

фицировать процесс в целом можно, лишь увеличивая скорость наиболее медленной его стадии. По этой причине, например, попытки интенсифицировать работу газовых горелок, ускоряя химическую стадию процесса горения при помощи твердых катализаторов (металлов, активированных огнеупоров), оказались в подавляющем большинстве случаев неэффективными, так как скорость процесса в целом лимитируется при этом не кинетикой, а диффузией, т. е. скоростью переноса исходных веществ по направлению к катализатору и скоростью эвакуации продуктов горения по направлению от катализатора. В противоположность этому каталитическое воздействие некоторых газообразных добавок весьма эффективно. Примером может служить действие небольшой добавки паров воды, которая ускоряет реакцию окисления сухой окиси углерода.

1-4. УСЛОВИЯ ВОЗНИКНОВЕНИЯ И ПРОТЕКАНИЯ ПРОЦЕССА ГОРЕНИЯ

Приведенная характеристика горения как физико-химического процесса позволяет сформулировать условия, требующиеся для возникновения и протекания процесса го-

рения газа. Эти условия заключаются в необходимости:

а) обеспечить контакт горючего с кислородом воздуха или каким-либо иным окислителем, например чистым кислородом;

б) соответствующим образом организовать воспламенение смеси, причем в случае неподвижной смеси должно быть обеспечено однократное начальное воспламенение одним из рассмотренных выше методов, а в случае горения смеси в факеле (в потоке), кроме однократного начального воспламенения, необходимо обеспечить непрерывное и самопроизвольное воспламенение новых порций смеси, поступающих взамен прореагировавших;

в) обеспечить условия протекания собственно процесса горения с точки зрения скорости распространения пламени и полноты горения.

Первое из перечисленных условий можно выполнить различными способами: 1) путем приготовления смеси газа с воздухом, после чего газо-воздушная смесь может быть подвергнута самовоспламенению (рис. 1-7,а) или вынужденному зажиганию (рис. 1-7,б) и сожжена (в неподвижном состоянии или в потоке); 2) без предварительного смешения газа с воздухом. Смешение горючего газа с окислителем осуществляется в последнем случае при свободном истечении газовой струи в атмосферу воздуха (рис. 1-8).

Поднося какой-либо высокотемпературный источник зажигания (накаленное тело, электрическую

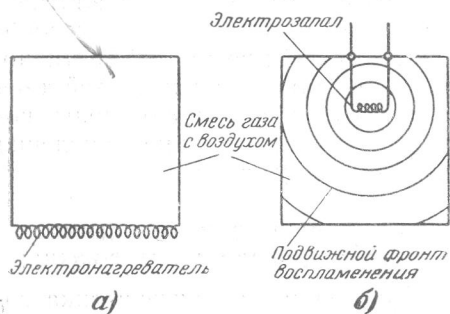


Рис. 1-7. Самовоспламенение (а) и вынужденное зажигание (б) газо-воздушной смеси.

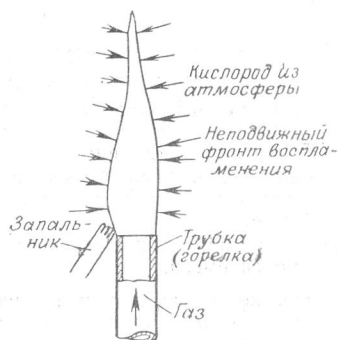


Рис. 1-8. Горение газа в открытом факеле (без предварительного смешения газа с воздухом).

искру, постороннее пламя) к месту образования газо-воздушной смеси, нетрудно осуществить воспламенение, после чего источник зажигания можно убрать, так как горение будет продолжаться независимо от действия запальника*. При этом зона горения остается неподвижной, хотя воспламенению подвергаются все новые и новые порции газа.

Второе условие является наиболее важным не только потому, что любой процесс горения начинается с воспламенения, но также и вследствие того, что распространение пламени заключается в непрерывном воспламенении новых порций газо-воздушной смеси.

Третье условие здесь нами не рассматривается, так как является содержанием ряда последующих глав данной книги.

1-5. ПРЕДЕЛЫ ВОСПЛАМЕНЕНИЯ

Для того чтобы лучше себе представить сущность пределов воспламенения, рассмотрим рис. 1-9, на котором показан сосуд, заполненный смесью какого-либо горючего газа с воздухом.

Если содержание горючего газа в газо-воздушной смеси не превышает нижний предел воспламенения, то смесь при воздействии на нее источника зажигания (запальника) не горит и не взрывается (рис. 1-9,а). Вернее, вблизи от до-

* Если скорость истечения горючего газа не слишком велика, в противном случае пламя оторвется и горение прекратится.

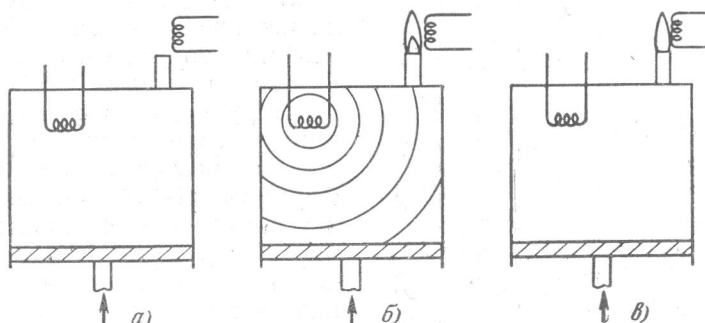


Рис. 1-9. Поведение газоз-воздушных смесей различного состава.

а — содержание горючего меньше нижнего предела воспламенения; *б* — содержание горючего в пределах воспламенения; *в* — содержание горючего превышает верхний предел воспламенения.

статочного сильного источника зажигания (запальника) может идти процесс горения, но в объем, занимаемый смесью, этот процесс не распространяется и при удалении запальника прекращается совсем.

Рисунок 1-9,б иллюстрирует картину поджигания смеси, не выходящей по своему составу из концентрационных пределов воспламенения. Воспламенение можно осуществить в этом случае двояким образом: поднося запальник к струе смеси, вытекающей из сосуда в атмосферу, или вводя запальник в замкнутое пространство, содержащее горючую смесь.

Газоз-воздушную смесь, в которой содержание горючего газа превышает верхний предел воспламенения, можно заставить гореть в свободном факеле, поджигая струю этой смеси при ее истечении в атмосферу воздуха (рис. 1-9,в). В замкнутом объеме такая смесь не горит и не взрывается.

Примерные значения концентрационных пределов воспламенения (границ вынужденного зажигания) некоторых газоз-воздушных смесей приведены в табл. 1-2.

Значения пределов воспламенения, полученные в различных опытах для одного и того же газа, несколько отличаются друг от друга. Это можно объяснить, по-видимому, тем, что некоторые исследователи при определении пределов воспламенения не обеспечили так называемые «насыщающие» условия, т. е. достаточно мощный источник зажигания и достаточно большой объем

исследуемой смеси (объем взрывного сосуда).

Учитывая эти обстоятельства, пределы воспламенения рекомендуются [Л. 15] определять в следующих условиях: а) источник зажигания должен быть достаточно интенсивным; им может служить электрическая искра длиной несколько миллиметров или небольшое вспомогательное пламя; б) диаметр сосуда (трубки) должен быть не менее 50 мм, чтобы избежать тормозящего влияния стенок на распространение пламени; в) длина трубки должна быть не менее 1,2—1,5 м, чтобы можно было убедиться в том, что пламя способно распространяться на весь объем, занимаемый исследуемой смесью.

Таблица 1-2

**Пределы воспламенения
газо-воздушных смесей
(при 20° С и 760 мм рт. ст.)**

Газ	Пределы воспламенения (% по объему)	
	нижний	верхний
Водород	4,0—9,5	65,0—75,0
Окись углерода . .	12,0—15,6	70,9—75,0
Метан	4,9—6,3	11,9—15,4
Этан	3,1	12,5
Пропан	2,4	9,5
Бутан (нормальный)	1,93	8,4
Этилен	3,0	28,6
Ацетилен	2,5	80,0
Сероводород	4,3	45,5
Водяной	6,0	70,0
Коксовый	5,6—5,8	28,0—30,8
Природный (сара- товский)	5,1—5,8	12,1—13,5
Доменный	35—40	65,0—73,9

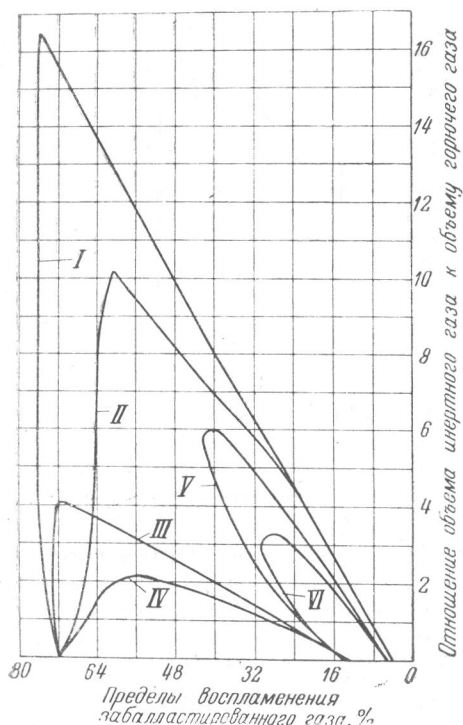


Рис. 1-10. Зависимость пределов воспламенения CH_4 , H_2 и CO от добавки N_2 и CO_2 к горючему газу.

$I - \text{H}_2 + \text{N}_2$; $II - \text{H}_2 + \text{CO}_2$; $III - \text{CO} + \text{N}_2$; $IV - \text{CO} + \text{CO}_2$; $V - \text{CH}_4 + \text{N}_2$; $VI - \text{CH}_4 + \text{CO}_2$.

Большинство применяемых в технике газов представляет собой смесь горючих, так называемых «простых» газов (водорода, окиси углерода, метана и др.). Пределы воспламенения для такой смеси можно определить, пользуясь правилом аддитивности, которое выражается формулой Ле-Шателье:

$$L = \frac{p_1 + p_2 + p_3 + \dots}{\frac{p_1}{l_1} + \frac{p_2}{l_2} + \frac{p_3}{l_3} + \dots}, \quad (1-19)$$

где L — искомый предел воспламенения (верхний или нижний);

p_1, p_2, p_3 — процентное содержание компонентов в данной смеси;

l_1, l_2, l_3 — пределы воспламенения (верхние или нижние) для смеси соответствующего компонента с воздухом (определяются по таблицам, например по табл. 1-2, или по графикам).

В основе правила аддитивности лежит предположение о том, что свойства горючих газов (в данном случае пределы воспламенения) суммируются соответственно их объемному содержанию в смеси.

Экспериментальная проверка формулы (1-19) показывает удовлетворительное соответствие расчетных и опытных данных (особенно для нижнего предела воспламенения) в тех случаях, когда исследуемый газ не содержит инертных примесей (азота, двуокиси углерода и др.).

Определение пределов воспламенения технических газов, содержащих инертные примеси, можно производить по формуле (1-19), но с обязательным использованием экспериментальных данных, характеризующих зависимость пределов воспламенения от содержания балласта в газе. Для этой цели могут быть использованы, в частности, графики, приведенные на рис. 1-10 и 1-11, которые показывают, как меняются пределы воспламенения воздушных смесей водорода, окиси углерода, метана и других газов при

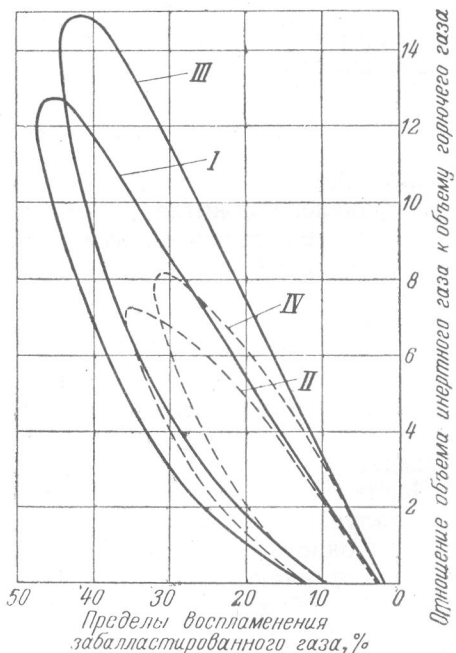


Рис. 1-11. Зависимость пределов воспламенения C_2H_6 и C_3H_8 от добавки N_2 и CO_2 к горючему газу.

$I - \text{C}_2\text{H}_6 + \text{N}_2$; $II - \text{C}_2\text{H}_6 + \text{CO}_2$; $III - \text{C}_3\text{H}_8 + \text{N}_2$; $IV - \text{C}_3\text{H}_8 + \text{CO}_2$.

добавке к ним азота, двуокиси углерода и водяного пара. Рисунки 1-10 и 1-11 дают также представление о том, какое количество инертного газа следует добавить к горючему, чтобы сделать его невоспламеняющимся (флегматизировать). Например, в случае водородо-воздушной смеси для этого нужно разбавить каждый объем водорода 16,5 объемами азота.

Для того чтобы определить пределы воспламенения сложного горючего газа, содержащего инертные компоненты, поступают следующим образом. Горючие компоненты группируют с инертными попарно, после чего для каждой пары определяют пределы воспламенения, пользуясь графиками, представленными на рис. 1-10 и 1-11. Полученные таким образом значения пределов воспламенения подставляются в формулу (1-19), в результате чего находят соответствующий предел воспламенения рассматриваемого сложного газа.

Пример 1. Определить пределы воспламенения доменного газа в смеси с воздухом. Состав доменного газа (в процентах по объему): $\text{CO}=30,6$; $\text{H}_2=3,0$; $\text{CH}_4=0,1$; $\text{CO}_2=8,3$; $\text{N}_2=58,0$.

Решение.

1. Сгруппируем компоненты доменного газа следующим образом:

$$\text{CO} + \text{N}_2 = 30,6 + 57,7 = 88,3\%;$$

$$\text{H}_2 + \text{CO}_2 = 3,0 + 8,3 = 11,3\%;$$

$$\text{CH}_4 + \text{N}_2 = 0,1 + 0,3 = 0,4\%.$$

2. Определим отношение объема инертного газа к объему горючего газа (по группам):

$$m_1 = \frac{57,7}{30,6} = 1,88;$$

$$m_2 = \frac{8,3}{3,0} = 2,76;$$

$$m_3 = \frac{0,3}{0,1} = 3,0.$$

3. Определим по графику групповые воспламенения:

Группа	Нижний	Верхний
I	39	73
II	17	67
III	23	34

4. Определим пределы воспламенения доменного газа по формуле (1-19):

$$L_n = \frac{88,3 + 11,3 + 0,4}{\frac{88,3}{39} + \frac{11,3}{17} + \frac{0,4}{23}} = 34\%.$$

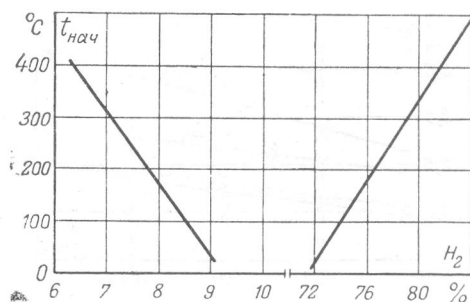


Рис. 1-12. Зависимость пределов воспламенения водородно-воздушных смесей от начальной температуры.

$$L_v = \frac{88,3 + 11,3 + 0,4}{\frac{88,3}{73} + \frac{11,3}{67} + \frac{0,4}{34}} = 72\%.$$

Следует отметить, что указанный способ определения пределов воспламенения газов, содержащих балласт, дает в большинстве случаев результаты, весьма мало отличающиеся от опытных данных. Например, для рассмотренного выше доменного газа нижний предел воспламенения, определенный опытным путем, равен 35%, а верхний — 73,5%.

Рассмотрим теперь вопрос зависимости пределов воспламенения от температуры смеси.

Из приведенного на рис. 1-12 графика можно видеть на примере водородо-воздушных смесей, что пределы воспламенения расширяются с повышением температуры, вследствие чего одна и та же газозо-воздушная смесь, не воспламеняющаяся от запальника в холодном состоянии, может воспламениться от того же источника зажигания, если ее предварительно нагреть.

Проанализируем эту зависимость более детально.

Составим уравнение теплового баланса зоны горения:

$$Q_n = V_{п.г} c_{п.г} \frac{T_{гор}}{\mu} - (1 + \alpha V_0) c_{см} T_{см}, \quad (1-20)$$

в котором Q_n — количество тепла, выделяющегося в зоне горения при сжигании 1 м³ газа (низшая теплота сгорания газа), ккал/м³;

$V_{п.г}$ — количество продуктов горения, образующихся при сжигании 1 м³ газа, м³/м³;

$c_{п.г}$ — теплоемкость продуктов горения, ккал/м³ · град;

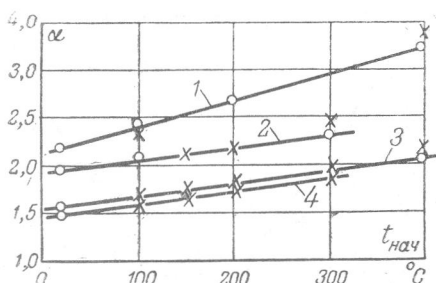


Рис. 1-13. Зависимость предельного коэффициента избытка воздуха от начальной температуры газозвушной смеси.

1 — окись углерода; 2 — этилен; 3 — метан; 4 — пентан; о — экспериментальные данные; × — расчетные данные.

$T_{гор}$ — теоретическая температура горения, °C;

μ — примоетрический коэффициент, учитывающий потери тепла из зоны горения;

α — коэффициент избытка воздуха;

V_0 — теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 м³ газа, м³/м³;

$c_{см}$ — теплоемкость газо-воздушной смеси, ккал/м³·град;

$T_{см}$ — начальная температура смеси, °C.

Пренебрегая различием объемов (и теплоемкостей) газозвушной смеси и образующихся из нее продуктов горения [$V_{п.г} \approx (1 + \alpha V_0)$; $c_{п.г} \approx c_{см}$], мы можем получить следующее выражение:

$$T_{гор} = \left[T_{см} + \frac{Q_n}{c_{п.г} (1 + \alpha V_0)} \right] \mu. \quad (1-21)$$

Из этого уравнения видно, что температуру $T_{гор}$ можно сохранить неизменной, если одновременно с увеличением коэффициента избытка воздуха увеличивать соответствующим образом $T_{см}$.

Из теории горения известно [Л. 7], что температура горения смесей предельного состава различных газов с воздухом одинакова. Если учитывать это обстоятельство, то уравнением (1-21) можно руководствоваться при определении пределов, до которых можно увеличивать значения α с увеличением температуры смесей различных газов с воздухом.

Если пренебречь изменением теплоемкости и потерь тепла из зоны горения, не трудно из уравнения (1-21) получить выражение для коэффициента избытка воздуха α'' , соответствующего нижнему пределу воспламенения* при повышенной температуре $T''_{см}$, если известно значение нижнего предела воспламенения данного газа при какой-либо иной начальной температуре $T'_{см}$:

$$\alpha'' = \frac{1}{V_0} \left[\frac{1}{\frac{1}{1 + \alpha V_0} - \frac{c_{п.г}}{Q_n} (T''_{см} - T'_{см})} - 1 \right]. \quad (1-22)$$

Формула (1-22) была получена М. А. Пешкиным [Л. 16], который подсчитал по ней значения α'' , соответствующие нижним пределам воспламенения при различных температурах для окиси углерода, метана, этилена и пентана. За исходные значения принимались соответствующие предельные коэффициенты избытка воздуха при 17° C.

Результаты расчетов представлены на рис. 1-13, на котором для сравнения показаны также предельные значения α'' , полученные экспериментальным путем. Для всех четырех газов наблюдается заметное увеличение значений α'' с повышением температуры.

Знание концентрационных пределов воспламенения важно не только с теоретической, но и с практической точки зрения, так как облегчает предотвращение взрывов при использовании газового топлива, а также в каменно-угольных шахтах и на взрывоопасных производствах.

Не следует, однако, упускать из виду, что пределы воспламенения характеризуют возможность воспламенения неподвижных смесей. Вопросы устойчивости горения горючих смесей в потоке здесь почти не затрагивались, так как об этом говорится более подробно в последующих главах.

* Собственно предел воспламенения подсчитывается по переходной формуле

$$L''_n = \frac{100}{1 + \alpha'' V_0}.$$

ГЛАВА ВТОРАЯ

РАСПРОСТРАНЕНИЕ ПЛАМЕНИ В НЕПОДВИЖНОЙ СРЕДЕ И В ЛАМИНАРНОМ ПОТОКЕ

В предыдущей главе очень кратко был рассмотрен вопрос о том, какие условия должны соблюдаться для того, чтобы пламя могло распространяться от источника зажи-

гания на весь объем, занимаемый смесью.

Рассмотрим теперь сам процесс распространения пламени. Пламенем условимся называть зону,

в которой происходит химическая реакция горения. Следовательно, пламя отделяет несгоревшую газозвоздушную смесь* от продуктов горения.

В случае неподвижных (или движущихся ламинарно) газов зона горения крайне узка, так как реакция протекает очень быстро. Согласно вычислениям Я. Б. Зельдовича [Л. 17], толщина зоны горения** наиболее медленно горящей смеси (6% метана + 94% воздуха) равна 0,6 мм; для наиболее быстро горящей смеси водорода с кислородом данная величина равна 0,003 мм. Столь малая толщина зоны горения позволяет в первом приближении рассматривать пламя как поверхность, а распространение пламени в неподвижных смесях — как движение этой поверхности.

Возьмем трубку, один конец которой закрыт, наполним ее горючей газозвоздушной смесью и подожжем смесь у открытого конца трубки. Возникшее в результате воспламенения пламя само становится источником высокотемпературного тепла и активных центров. Поэтому оно распространяется вдоль трубки, воспламеняя прилегающие слои горючей смеси.

Вначале пламя движется с практически постоянной скоростью, которая сравнительно невелика и для смеси любого состава не превышает 30 м/сек. В первом приближении такое распространение пламени можно считать происходящим в результате переноса тепла*** от пламени к непрореагировавшей смеси путем молекулярной теплопроводности. Описанный процесс называется равномерным распространением пламени.

* В этой главе речь идет о горении заранее приготовленных (так называемых гомогенных) газозвоздушных смесей. Горению газа, не перемешанного предварительно с воздухом, посвящена гл. V.

** Считается, что в зоне горения реагирует основная масса газа. Сгорание остальной части газа происходит в зоне догорания.

*** Так называемые холодные пламена, где процесс горения не сопровождается разогревом, а идет в результате диффузии активных центров, здесь не рассматриваются.

Если трубка имеет достаточную длину, то равномерное распространение пламени в некоторых горючих смесях может переходить в детонационное горение, происходящее со скоростью свыше 1 000 м/сек. Переход от первого процесса ко второму в большинстве случаев сопровождается сильными вибрациями пламени. Природа и закономерности детонационного горения здесь не рассматриваются, так как они не имеют непосредственного отношения к процессу сжигания газа в горелках, хотя и представляют несомненный интерес с точки зрения техники безопасности. Скажем лишь, что горючая смесь при ее детонации поджигается не путем передачи тепла теплопроводностью, а ударной волной сжатия.

В связи с этим целесообразно охарактеризовать понятие «взрыв», которое не является вполне определенным. Обычно взрывом называют горение, но не в горелке, а в каком-либо объеме, сопровождающееся иногда разрушением емкостей вследствие теплового расширения или появления ударных волн. Это горение происходит в результате воспламенения и распространения пламени в данном объеме. Таким образом, термины «пределы воспламенения» и «пределы взрываемости» являются синонимами и численные значения этих пределов совпадают. Пределы взрываемости не следует отождествлять, однако, с пределами детонации, указывающими в смесях какого состава может возникнуть детонационная волна. Данные, встречающиеся в литературе по пределам детонации, очень ограничены. Все же, судя по графикам, относящимся к некоторым газам, можно считать, что пределы детонации значительно уже пределов воспламенения.

Возвращаясь к рассмотрению процесса равномерного распространения пламени при сгорании неподвижной газозвоздушной смеси в горизонтальной трубе (рис. 2-1,а), условно изобразим на рис. 2-1,б это движущееся пламя (называемое иногда фронтом горения) плоским и довольно широким. Под ним на

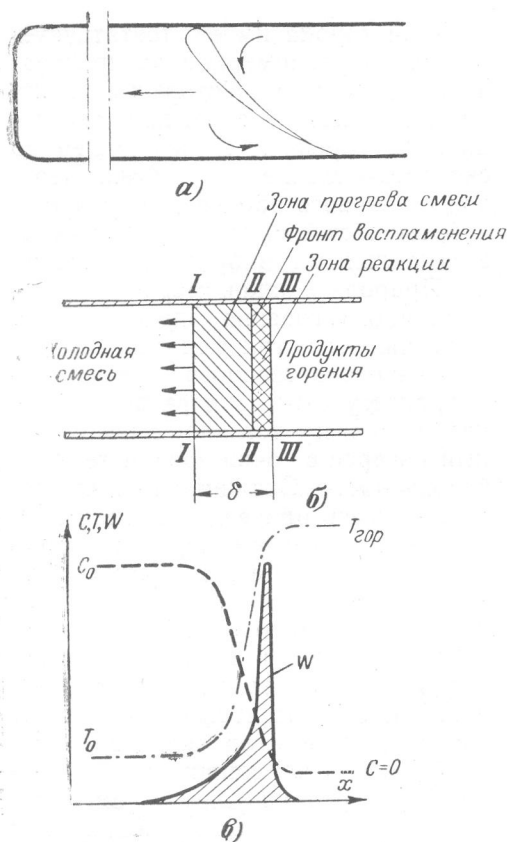


Рис. 2-1. Изменение температуры (T), концентрации горючего (C) и скорости реакции (W) в пламенной зоне.

рис. 2-1, в начертим график изменения температуры (штрих-пунктирная кривая), концентрации горючего в смеси (пунктирная кривая) и скорости реакции (сплошная кривая) в пламенной зоне.

Из графика видно, что в промежутке между сечениями I—I и II—II происходит процесс постепенного прогрева холодной смеси. Концентрация горючего в смеси на этом участке снижается медленно, так как скорость реагирования достигает наибольшего значения там, где температура близка к максимуму. Следовательно, основная масса газа сгорает в промежутке между сечениями II—II и III—III, где исходная смесь, как указывалось ранее (см. рис. 1-1), уже сильно разбавлена продуктами горения, но температура газа достигает наивысшего значения. В сечении III—III процесс горения практически заканчи-

вается, так как концентрация горючего становится равной нулю.

Опыт показывает, что при сжигании одной и той же смеси в трубах различного диаметра скорость равномерного распространения пламени v возрастает с увеличением диаметра трубки. Эта зависимость связана с охлаждающим действием стенок, а также с относительным увеличением поверхности пламени за счет изменения наклона фронта и его местных искривлений, в частности, под влиянием конвекции.

Для того чтобы иметь возможность однозначно характеризовать горючие свойства газо-воздушных смесей различного состава независимо от аппаратных условий, в теории горения пользуются чрезвычайно важным понятием нормальной скорости распространения пламени u_n . Один из способов определения величины u_n заключается в том, что полученные опытным путем значения v относят к действительной поверхности пламени согласно уравнению

$$u_n = v \frac{S}{F}, \quad (2-1)$$

где v — измеренная скорость равномерного распространения пламени, см/сек;

F — поверхность пламени, найденная путем фотографирования, $см^2$;

S — площадь поперечного сечения трубки, $см^2$.

Нормальная скорость распространения пламени имеет размерность линейной скорости (например, м/сек или см/сек), так как представляет собой количество смеси ($см^3$), воспламеняемой в единицу времени (сек) на определенной поверхности пламени ($см^2$). Иногда нормальную скорость распространения пламени измеряют не в объемных единицах, а в весовых, т. е. в граммах на квадратный сантиметр в секунду. Нормальную скорость пламени, выраженную в единицах массы, называют массовой скоростью распространения пламени. Ею удобно пользоваться для сравнения скорости распространения пламени в смесях, нагретых до различной температуры

или находящихся под различным давлением и, следовательно, имеющих различный удельный объем. В обоих случаях относят количество сгорающей смеси к единице поверхности пламени, а не к его объему, поскольку, как уже указывалось, реакция горения протекает главным образом в очень тонком слое вблизи от поверхности воспламенения.

Из анализа размерностей в дифференциальном уравнении теплопроводности с источником можно получить следующую важную зависимость:

$$u_n \approx \sqrt{\frac{a}{\tau}}, \quad (2-2)$$

где u_n — нормальная скорость распространения пламени, см/сек;

a — коэффициент температуропроводности смеси, см²/сек;

τ — время реакции горения.

Коэффициент температуропроводности характеризует скорость изменения температуры. Он прямо пропорционален способности вещества проводить тепло (коэффициенту теплопроводности λ) и обратно пропорционален его теплоаккумулирующей способности, т. е. $a = \lambda / c \rho$.

Из формулы (2-2) видно, что нормальная скорость распространения пламени в какой-либо определенной смеси зависит от физических свойств смеси (коэффициента температуропроводности) и от химической активности смеси, так как время сгорания можно считать обратно пропорциональным средней скорости химической реакции при температуре горения. Таким образом, закономерности процесса перемещения пламени могут служить косвенной характеристикой закономерностей химических превращений, происходящих в зоне горения.

До сих пор рассматривалась только тепловая сторона явления распространения пламени. В действительности механизм этого процесса более сложен, так как между зоной горения и ближайшими слоями смеси происходит не только перенос тепла теплопроводностью, но и массообмен.

Процесс диффузии связан с тем, что концентрации (парциальные давления) веществ в зоне реакции и в предреакционной зоне различны. Поскольку концентрация горючих газов и кислорода в зоне реакции значительно меньше, чем в предреакционной зоне, имеет место их диффузия в зону реакции. С другой стороны, по той же причине происходит диффузия продуктов горения в предреакционную зону. Особый интерес представляет проникновение в несгоревшую смесь активных центров (атомарного водорода, гидроксидов и других нестойких промежуточных соединений), представляющих собой продукты незавершенных реакций горения.

Процесс диффузии горючего из зоны, предшествующей зоне горения, может иногда (например, при сжигании водородо-воздушных смесей) идти быстрее, чем процесс переноса тепла теплопроводностью. В этих случаях скорость процесса горения определяется скоростью прогрева свежей смеси. При сжигании высокомолекулярных углеводородных газов может наблюдаться обратная картина: тепло распространяется быстрее, чем диффундирует горючее вещество.

Теория распространения пламени, разработанная в Институте химической физики Академии наук СССР (Н. Н. Семенов, Я. Б. Зельдович, Д. А. Франк-Каменецкий и др.), представляет собой попытку найти зависимость скорости распространения пламени не только от скорости прогрева реагирующей смеси теплопроводностью, но и от скорости диффузионного массообмена, имеющего место в зоне горения и вблизи от нее.

Авторы теории считают, что нагрев горючей смеси происходит в результате передачи теплопроводностью части тепла, развивающегося в зоне горения. Кроме того, принимается во внимание, что скорость химических реакций зависит не только от температуры, но и от концентраций реагирующих веществ, которые меняются в результате химического реагирования и диффузии. Поэтому уравнение теплопроводности следует решать совместно с уравнениями диффузии.

Однако точное решение такой системы уравнений затруднительно. Для того чтобы преодолеть это затруднение, авторы теории пользуются упрощающим допущением о подобии полей температур и концентраций, которое в некоторых случаях действительно имеет место. Тогда задача сводится к решению одного дифференциального уравне-

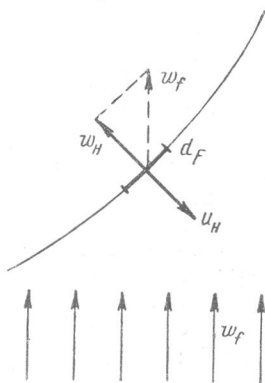


Рис. 2-2. Схема распространения пламени в потоке.

ния теплопроводности с учетом тепла, выделяющегося в результате протекания реакций горения.

Кроме того, было учтено, что в пламени химическая реакция протекает в основном там, где развиваются наиболее высокие температуры, близкие к температуре горения. Поскольку горение идет в газовой фазе, оно, как указывалось выше, сопровождается диффузионными явлениями. По этой причине газо-воздушная смесь, приближаясь к фронту горения, не только нагревается, но и одновременно разбавляется диффундирующими навстречу потоку продуктами горения. В результате в той части фронта горения, где развиваются самые высокие температуры, имеет место очень значительное разбавление смеси продуктов горения [Л. 17].

Принимая во внимание эти обстоятельства, удалось приближенно проинтегрировать дифференциальные уравнения и выразить скорость распространения пламени формулой, учитывающей химико-физические факторы (энергия активации, отношение числа молей исходного вещества к числу молей продуктов реакции по стехиометрическому уравнению), диффузионные факторы (коэффициент диффузии реагирующих веществ в продуктах реакции) и тепловые факторы (теплота сгорания исходной смеси, теплопроводность продуктов реакции, температура горения и др.). Опытная проверка полученной формулы показала, что вычисленная скорость распространения пламени в смеси окиси углерода с воздухом близка к значениям, полученным из опыта. Эта формула дает возможность довольно точно объяснить зависимость скорости распространения пламени от свойств сгорающей смеси, а также от ее температуры и давления, при которой протекает процесс горения.

Однако указанная формула не нашла практического применения для вычисления нормальных скоростей пламени, так как требует знания ряда трудно определяемых параметров, например значений энергии активации во всем диапазоне температур, вплоть до максимальной температуры пла-

мени, значений предэкспоненциального множителя в уравнении Аррениуса и т. п. Если учесть более точно тип химического превращения и распределение активных центров, которое не совпадает с распределением температур, то приходится возвращаться к системе нескольких уравнений, численное интегрирование которых возможно только при помощи быстродействующих вычислительных машин. Этим путем удастся лучше исследовать процессы, протекающие в пламени как при высоких температурах, так и при больших концентрациях активных веществ [Л. 18]. Что же касается определения численных значений u_n , то их гораздо легче и точнее определить непосредственным измерением (см. стр. 30), чем некоторые величины, требующиеся для их вычисления.

Итак, выше были рассмотрены процессы, протекающие при сгорании неподвижной смеси газа с воздухом.

Физический смысл нормальной скорости распространения пламени становится более ясным, если перейти к рассмотрению распространения пламени в потоке. Выделим на образующей при этом поверхности пламени бесконечно малую площадку dF (рис. 2-2). Положение такой элементарной площадки в пространстве характеризуется равенством

$$v = u_n \pm w_n, \quad (2-3)$$

где w_n — проекция скорости движения газо-воздушной смеси на нормаль к поверхности пламени. Знак $\pm$ перед w_n показывает, что в зависимости от направления потока движение газа может ускорять или замедлять перемещение пламени.

Интерес представляют следующие наиболее распространенные предельные случаи:

а) когда скорость потока w_f равна нулю, т. е. пламя распространяется не в потоке, а в неподвижной среде*;

б) когда $u_n = w_n$, т. е. пламя неподвижно, так как величина v в формуле (2-3) равна нулю.

Первый случай нами уже вкратце рассмотрен, а на последнем необходимо остановиться более подробно, так как принцип неподвижности пламени положен в основу

* Для этого частного случая уравнение (2-3) может быть преобразовано в (2-1) путем перехода от элементарной площадки ко всей поверхности пламени.

работы всех газовых горелок. Сущность явлений здесь та же, что и при подвижном фронте пламени. Однако имеются и свои специфические особенности. В частности, интенсивность и устойчивость процесса зависят от режима движения (ламинарного или турбулентного) потока смеси, в котором распространяется пламя.

Процесс горения в ламинарном потоке (сокращенно — ламинарное горение) можно наблюдать при сжигании газа в бунзеновской горелке, применяемой в лабораториях (рис. 2-3).

Газ из городской сети (или из баллона) подается в горелку по трубке 1 и вытекает из сопла 2, инжектируя из атмосферы часть (50—60%) воздуха, необходимого для горения. Образующаяся смесь газа с этим первичным воздухом движется ламинарно по трубке 3 и сгорает вблизи от ее выходного отверстия.

В пламени бунзеновской горелки легко можно различить две слабо светящиеся зоны: внутренний конус голубого цвета и внешнюю оболочку, называемую внешним конусом, которая имеет обычно бледно-фиолетовый цвет.

Во внутреннем конусе происходит прогрев газо-воздушной смеси,

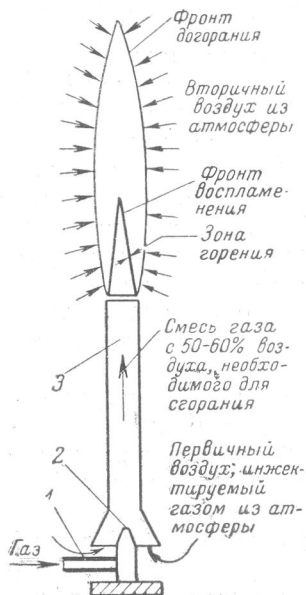


Рис. 2-3. Схема процесса горения газа в бунзеновской горелке.

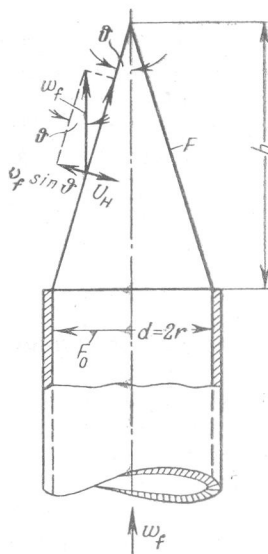


Рис. 2-4. Схема неподвижного конического фронта воспламенения.

которая воспламеняется и сгорает в тонкой зоне, окружающей конусообразный фронт воспламенения. Однако полностью здесь газ сгореть не может, так как к нему подмешана лишь часть воздуха, необходимого для сгорания. Догорание газа происходит во внешнем конусе, т. е. там, где осуществляется контакт продуктов неполного горения с воздухом, диффундирующим из атмосферы (с вторичным воздухом). Следовательно, бунзеновская горелка относится к горелкам атмосферного типа, работающим лишь с частичным предварительным смешением газа и воздуха.

Бунзеновская горелка интересна тем, что является прообразом устройства, служащего для измерения нормальной скорости распространения пламени в газо-воздушных смесях различного состава по так называемому «методу горелки».

Возможность измерения нормальной скорости пламени методом горелки была обоснована еще в конце прошлого века русским ученым В. А. Михельсоном, который сделал также первую попытку дать аналитическое выражение для формы пламени, образуемого при ламинарном сжигании газа.

Допустим, что истечение смеси происходит из трубки (рис. 2-4), имеющей поперечное сечение F_0 , со

скоростью ω_f . При сжигании смеси образуется внутренний конус фронта воспламенения. Пусть его боковая поверхность равна F . Поскольку вся смесь, вытекающая из трубки, воспламеняется на поверхности конуса, то, исходя из условий непрерывности потока, можно написать равенство

$$\omega_f F_0 = u_n F, \quad (2-4)$$

где u_n — нормальная скорость распространения пламени.

Если для простоты считать, что внутренний фронт воспламенения имеет форму правильного конуса, то боковая поверхность его F равна $\pi r^2 / \sin \vartheta$, где ϑ — половина угла при вершине конуса, r — радиус горелки, а сечение горелки F_0 равно πr^2 , следовательно, уравнение (2-4) можно представить в следующем виде:

$$u_n = \omega_f \sin \vartheta. \quad (2-5)$$

Эта очень важная формула показывает, что условием сохранения динамического равновесия во фронте является равенство нормальной скорости распространения пламени (u_n) и нормальной составляющей скорости потока ($\omega_f \sin \vartheta$). Если принять меры, обеспечивающие устойчивость горения*, то указанное динамическое равновесие будет восстанавливаться при любых изменениях режима (в известных пределах). Например, при увеличении расхода смеси, поступающей в горелку, наблюдается вытягивание конуса пламени в высоту (уменьшение ϑ). Высота (длина) пламени также будет самопроизвольно изменяться, если подавать в горелку попеременно с одинаковой скоростью смеси различных газов с воздухом, имеющие различные значения u_n .

Величину $\sin \vartheta$, входящую в формулу (2-5), можно выразить через высоту конуса h и радиус горелки r :

$$\sin \vartheta = \frac{r}{\sqrt{h^2 + r^2}}. \quad (2-6)$$

Подставляя это выражение в формулу (2-5), получим:

$$u_n = \omega_f \frac{r}{\sqrt{h^2 + r^2}} \quad (2-7)$$

или

$$h = r \sqrt{\left(\frac{\omega_f}{u_n}\right)^2 - 1}. \quad (2-8)$$

Анализ формулы (2-8) показывает, что на протяженность зоны горения могут влиять геометрические (r), гидродинамические (ω_f) и физико-химические (u_n) факторы. Важно иметь в виду, что от величины h зависит объемное теплонеприятие и в частности расстояние, на котором можно расположить теплопринимающие поверхности по отношению к горелке. Отсюда следует, что одним из самых простых средств увеличения объемного теплонеприятия является применение атмосферных горелок с большим количеством огневых отверстий. Этим приемом в технике часто пользуются, конструируя многофакельные сравнительно короткопламенные горелки.

Выразив ω_f через секундный объем сжигаемой смеси V , т. е. $\omega_f = V / \pi r^2$ и подставив это выражение в формулу (2-7), получим:

$$u_n = \frac{Vr}{\pi r^2 \sqrt{h^2 + r^2}} = \frac{V}{\pi r \sqrt{h^2 + r^2}}. \quad (2-9)$$

Если предположить*, что смесь воспламеняется с равной скоростью по всей поверхности фронта, то уравнение (2-9) может служить основой для опытного определения нормальной скорости распространения пламени в газо-воздушных смесях различного состава упомянутым выше методом горелки.

Для этого достаточно, если не преследуется высокая точность измерения:

а) измерить объем смеси V , проходящий в единицу времени через горелку известного радиуса r ;

б) измерить высоту h внутреннего конуса.

В тех случаях, когда необходимо получить более прецизионные результаты, пламя фотографируют, де-

* Вопросам устойчивости горения посвящена гл. IV.

* Согласно так называемому постулату Гуи.

лают графическим путем разбивку контура пламени на ряд усеченных конусов и затем, суммируя боковые поверхности этих конусов, получают искомую поверхность пламени.

Помимо метода горелки, существует ряд других способов экспериментального определения нормальной скорости распространения пламени в горючих смесях различного состава. Подробно эти методы описаны в монографии Л. Н. Хитрина [Л. 7] и в книге «Физические измерения в газовой динамике и при горении» [Л. 19]. Здесь мы ограничимся их перечислением: а) метод фотографирования фронта воспламенения, образующегося в бомбе постоянного объема, в прозрачной трубке или в мыльном пузыре; б) метод измерения давления при взрыве (в различные моменты времени); в) метод плоского пламени Паулинга — Эджертон и др.

Перечисленные методы при правильном применении можно считать тождественными, но метод горелки получил наибольшее распространение, так как он прост и дает сравнительно точные результаты. Однако следует иметь в виду, что данный метод не свободен от недостатков, связанных с тем, что:

а) действительная поверхность внутреннего фронта воспламенения несколько отличается от геометрически правильной конуса с прямой линией образующей;

б) предположение о том, что скорость распространения пламени имеет постоянное значение, равное u_n , по всей поверхности фронта воспламенения справедливо только на некотором удалении от корневой части и от вершины конуса; у вершины конуса скорость распространения пламени равна осевой скорости потока (которая максимальна по сравнению со скоростями в других точках сечения), что можно объяснить только увеличением скорости распространения пламени. Такое увеличение u_n в центральной части потока связано с тем, что по мере приближения к вершине конуса смесь сильнее прогревается и подвергается воздействию большего числа активных центров, диффундиру-

ющих из зоны реакции и нижележащих предпламенных зон.

Кроме того, при измерениях нормальной скорости распространения пламени методом горелки необходимо учитывать следующие обстоятельства. При истечении смеси газа с первичным воздухом из горелки имеет место подсос окружающего воздуха в струю. Опыт показывает, что указанный подсос не отражается на величине конуса, если сжигаемая смесь содержит избыточное количество воздуха, но при этом часто требуется искусственным образом предотвращать тенденции пламени к отрыву (например, помещая небольшую дежурную горелку у устья основной горелки). Если же смесь не содержит избытка воздуха, то влияние подсосываемого извне воздуха делается все более заметным по мере уменьшения содержания первичного воздуха в основном потоке.

Для того чтобы устранить такого рода постороннее для процесса распространения пламени явление, на бунзеновскую горелку надевают кварцевую трубку, которая прекращает доступ вторичного воздуха к продуктам неполного горения, образующимся во внутреннем конусе. Внешний конус при этом немедленно исчезает. Его можно вновь получить только на выходе из кварцевой трубки, поднося к этому месту запальник (рис. 2-5,б). Такое устройство называют горелкой с разделенным пламенем или горелкой с сепаратором.

Однако подобная сепарация пламени получается не при всяких условиях. Если концентрация горючего в смеси газа с первичным воздухом превышает верхний предел воспламенения, то пламя образуется только на выходе из кварцевой трубки (рис. 2-5,а). Если же количество первичного воздуха станет равным теоретически необходимому для горения или превысит его, то исчезнет верхнее пламя и процесс горения сосредоточится внутри кварцевой трубки (рис. 2-5,в).

Таким образом, основная ценность сепаратора пламени заключается в том, что он позволяет повы-

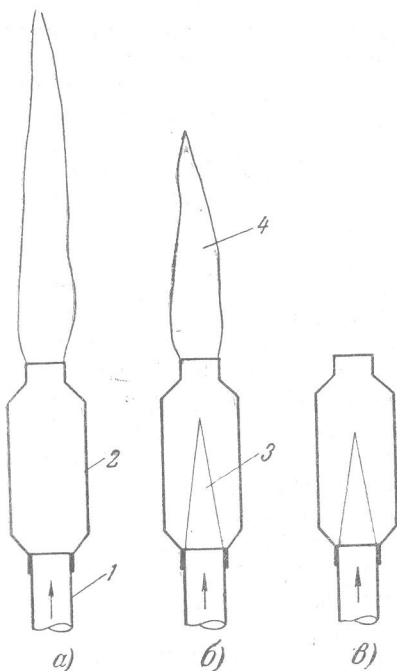


Рис. 2-5. Схема горелки с сепаратором пламени при концентрации горючего в смеси газа с первичным воздухом.

a — выше верхнего предела воспламенения; *б* — ниже верхнего предела воспламенения, но выше стехиометрической; *в* — равной или ниже стехиометрической; 1 — кратер бунзеновской горелки; 2 — кварцевый сепаратор пламени; 3 — внутренний конус пламени; 4 — внешний конус, отделенный от внутреннего.

сдать точность измерений u_n методом горелки в смесях, содержащих избыток газа.

Важно иметь в виду, что, являясь своеобразным интегральным (макроскопическим) выражением

сложного комплекса физико-химических свойств смеси при высоких температурах (в основном — теплопроводности смеси и скорости химической реакции), нормальная скорость распространения пламени имеет вполне определенное численное значение для каждого соотношения между горючим газом и воздухом в газо-воздушной смеси. Значение нормальной скорости распространения пламени является физико-химической характеристикой горючих свойств смеси топлива с окислителем. Для смеси заданного состава величина u_n является однозначной и зависит только от ее начального состояния (температуры и давления). Численные значения u_n для наиболее распространенных газов даны в табл. 2-1.

Некоторое различие абсолютных значений u_n , полученных разными исследователями для смесей одинакового состава и примерно при одинаковых температурах и давлениях (см., например, [Л. 19]), можно объяснить главным образом погрешностями подсчета размеров поверхности фронта воспламенения или влиянием каких-либо других неучитываемых факторов.

Наряду с этим зависимость нормальной скорости распространения пламени от соотношения между горючим газом и воздухом в смеси (куполообразная форма кривых) имеет во всех работах принципиально идентичный характер

Таблица 2-1

Нормальная скорость распространения пламени в смесях различных газов с воздухом

Горючий газ	Стехиометрическая смесь			Смесь, в которой скорость распространения пламени имеет максимальное значение		
	Состав смеси (% по объему)		u_n , см/сек	Состав смеси (% по объему)		$(u_n)_{\max}$, см/сек
	Содержание газа	Содержание воздуха		Содержание газа	Содержание воздуха	
H ₂	29,5	70,5	160	42,0	58,0	267
CO	29,5	70,5	30	43,0	57,0	42
CH ₄	9,5	90,5	28	10,5	89,5	37
C ₂ H ₆	—	—	—	6,3	93,7	40
C ₃ H ₈	—	—	—	4,3	95,7	38
C ₄ H ₁₀	—	—	—	3,3	96,7	37
C ₂ H ₂	7,7	92,3	100	10,0	90,0	135
C ₂ H ₄	6,5	93,5	50	7,0	93,0	63

(рис. 2-6). Из данных, приведенных на рис. 2-6 и в табл. 2-1, можно видеть, что нормальные скорости распространения пламени для водородо-воздушных смесей во много раз больше, чем для смесей метана или окиси углерода с воздухом.

В тех случаях, когда газ смешивается не с атмосферным воздухом, а с чистым кислородом или воздухом, обогащенным кислородом, нормальная скорость распространения пламени резко возрастает. Так, по данным Яна [Л. 7] максимальная скорость распространения пламени в смеси метана с почти чистым кислородом ($O_2=98,5\%$; $N_2=1,5\%$) равна 325 см/сек , тогда как для смеси метана с воздухом она равна $\sim 37 \text{ см/сек}$.

Возвращаясь к рассмотрению рис. 2-6 и табл. 2-1, следует обратить внимание на то, что максимальное значение u_n имеют смеси не стехиометрического состава, а смеси, в которых содержание воздуха меньше теоретически необходимого. Например, в смеси, содержащей 42% водорода и 53% воздуха, пламя распространяется со скоростью 267 см/сек , а в смеси стехиометрического состава (29,5% водорода + 70,5% воздуха) скорость u_n равна всего лишь 160 см/сек . Эта особенность может быть объяснена своеобразным сочетанием физико-химических и кинетических закономерностей во фронте пламени. Например, скорость реакции окисления в смеси окиси углерода с кислородом (при $O_2 > 6\%$) зависит от содержания CO и H_2O в смеси и почти не зависит от содержания кислорода.

Состав смеси сложного горючего газа с воздухом, при котором нормальная скорость распространения пламени имеет максимальное значение, определяется по формуле (1-19), в которую вместо пределов воспламенения подставляются из табл. 2-1 значения, характеризующие содержание компонентов сложного горючего газа, при которых величина u_n максимальна.

Для определения максимальных значений нормальной скорости распространения пламени в смесях тех-

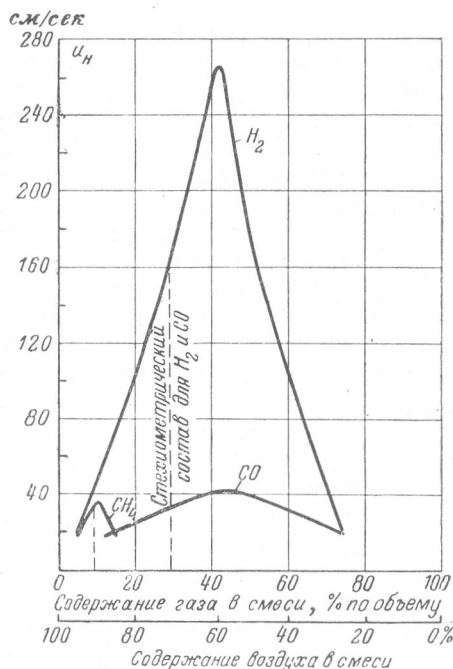


Рис. 2-6. Изменение нормальной скорости распространения пламени в зависимости от состава газозвушнх смесей.

нических газов с воздухом служит формула

$$u_n = \frac{p_1 u_1 + p_2 u_2 + p_3 u_3 + \dots}{p_1 + p_2 + p_3 + \dots}, \quad (2-10)$$

где p_1, p_2, p_3 — процентное содержание компонентов в сложном горючем газе;

u_1, u_2, u_3 — соответственно нормальные скорости распространения пламени для смесей этих компонентов с воздухом (определяются по таблицам или графикам, например по табл. 2-1 или рис. 2-6).

В основе формулы (2-10), как и формулы (1-19), лежит предположение об аддитивности горючих свойств компонентов, входящих в состав сложного горючего газа. Однако это предположение хорошо себя оправдывает по отношению к значениям u_n только для газов, имеющих родственную природу. По этой причине формула (2-10) дает вполне надежные результаты лишь для го-

рючих газов, состоящих только из различных углеводов. Если же горючий газ содержит водород или окись углерода, то результаты расчета получаются приближенными и для их уточнения приходится определять значения u_n опытным путем, например описанным выше сравнительно несложным методом горелки.

Следует также иметь в виду, что формула (2-10) применима лишь для газов с малым содержанием балласта (азота и двуокиси углерода), например для природного газа. Если же содержание балласта в горючем газе превышает $\sim 5\%$, нормальную скорость распространения пламени рекомендуется определять без учета содержания балласта в этом газе, а затем вводить поправку на содержание азота и двуокиси углерода. Поправочный коэффициент на содержание балласта в сжигаемом газе определяется по формуле

$$k_b = \frac{100 - N_2 - 1,2CO_2}{100}, \quad (2-11)$$

где N_2 и CO_2 — соответственно содержание азота и двуокиси углерода в сжигаемом газе, выраженное в процентах по объему.

Переходим теперь к рассмотрению зависимости нормальной скорости распространения пламени от начальной температуры газовой смеси.

В предыдущей главе говорилось о том, что скорость химических реакций очень резко (экспоненциально) растет с увеличением температуры. Посмотрим теперь, как зависит от начальной температуры смеси скорость распространения пламени.

Обращаясь к ранее рассмотренному соотношению (2-2)

$$u_n \approx \sqrt{\frac{a}{\tau}},$$

в котором τ — величина, обратно пропорциональная скорости химической реакции W , получаем, что

$$u_n \approx \sqrt{aW}. \quad (2-12)$$

Рассматривая совместно соотношения (2-12) и (1-6), Я. Б. Зельдович [Л. 17] получил следующее соотношение:

$$u_n \approx k \sqrt{e^{-\frac{E}{RT_r}}} \approx k e^{-\frac{E}{2RT_r}}, \quad (2-13)$$

где k — константа;

T_r — температура горения.

При использовании соотношения (2-13) следует иметь в виду, что повышение начальной температуры газовой смеси на определенную величину сопровождается повышением температуры горения не на эту же величину, а на значительно меньшую. Убедиться в этом можно, подсчитав значения температуры горения по уравнениям теплового баланса. Например, подогрев смеси доменного газа с воздухом на 400° дает повышение расчетной температуры горения с 1420 до 1740°C , т. е. всего на 320° .

Кроме того, в ряде случаев следует принимать во внимание, что повышение начальной температуры смеси усиливает диссоциацию CO_2 и H_2O , что снижает действительную температуру горения.

Расчет по формулам (2-12) и (2-13) численных значений скорости распространения пламени в смесях различных газов с воздухом, как уже указывалось, представляет известные трудности, не только математического, но и физико-химического характера, связанные с недостаточной изученностью суммарных кинетических уравнений, а следовательно, с отсутствием данных по энергии активации процесса, представляющего собой комплекс нескольких параллельно протекающих реакций.

Использование соотношения (2-13) затрудняется еще тем, что надо рассчитывать действительную температуру горения T_r , которая связана с начальной температурой смеси неоднозначно. Поэтому в большинстве случаев пользуются опытными данными, характеризующими зависимость u_n от начальной температуры смеси. К числу таковых следует отнести данные Г. Пассауэра, полученные им путем непосредственного измерения скоростей

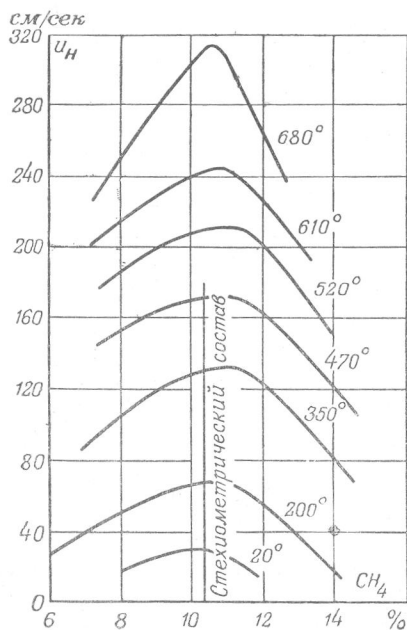


Рис. 2-7. Изменение нормальной скорости распространения пламени в зависимости от температуры и состава метано-воздушных смесей.

распространения пламени в подогретых смесях различных газов с воздухом [Л. 20]. Измерения производились методом горелки. Результаты измерений показаны на рис. 2-7 для метано-воздушных смесей и на рис. 2-8 — для смесей окиси углерода с воздухом. Для того чтобы выявить математическую зависимость нормальной скорости распространения пламени от начальной температуры смеси, был построен график (рис. 2-9), по оси абсцисс которого была отложена начальная температура смеси, а по оси ординат — максимальные значения скорости распространения пламени. Характер кривых, представленных на этом графике, для различных газов удовлетворительно описывается формулой

$$\frac{(u_n)''_{\max}}{(u_n)'_{\max}} = \frac{(T'_{\text{см}})^2}{(T''_{\text{см}})^2}, \quad (2-14)$$

где $(u_n)'_{\max}$ и $(u_n)''_{\max}$ — значения максимальной скорости распространения пламени какого-либо газа при начальных температурах смеси T' и T'' (соответственно), выраженных в градусах абсолютной шкалы. Если

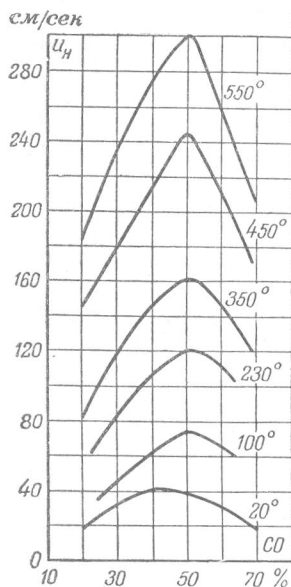


Рис. 2-8. Изменение нормальной скорости распространения пламени в зависимости от температуры и состава смесей окиси углерода с воздухом.

принять во внимание, что удельный вес газозвушных смесей изменяется обратно пропорционально температуре, то становится ясным, что, по данным Пассауэра, массовые скорости распространения пламени прямо пропорциональны абсолютной температуре.

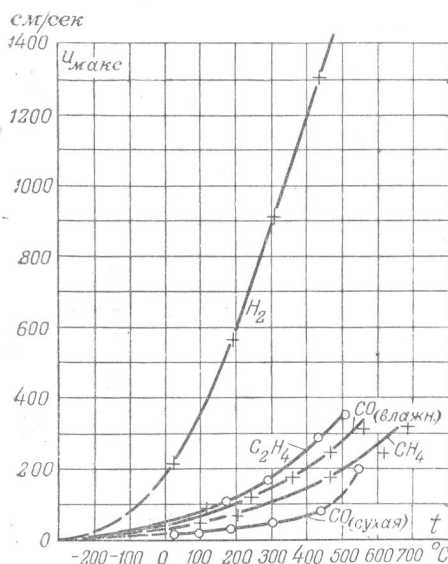


Рис. 2-9. Изменение максимальной скорости распространения пламени в зависимости от начальной температуры смеси (данные Пассауэра).

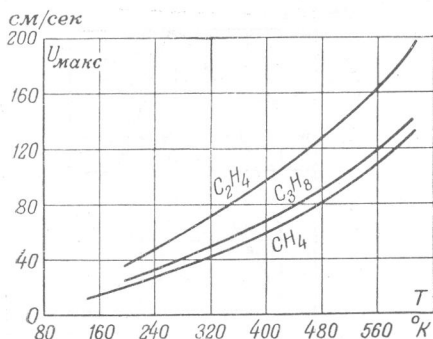


Рис. 2-10. Изменение максимальной скорости распространения пламени в зависимости от начальной температуры смеси (данные Даггера).

Следует, однако, учитывать, что квадратичная зависимость от абсолютной температуры получается не у всех исследователей. Как показал С. А. Гольденберг, из последних данных Даггера [Л. 21], представленных на рис. 2-10, обнаруживается, что максимальная скорость распространения пламени растет пропорционально начальной температуре смеси в степени 1,7.

В заключение данной главы необходимо вернуться к ряду вопросов, касающихся скорости равномерного распространения пламени.

На рис. 2-11 представлена зависимость скорости равномерного распространения пламени от состава газо-воздушных смесей. Эти данные получены путем измерения скорости движения пламени вдоль трубки диаметром 25,4 мм, заполненной неподвижной горючей смесью. Кривые для H_2 , CO и CH_4 имеют такую же

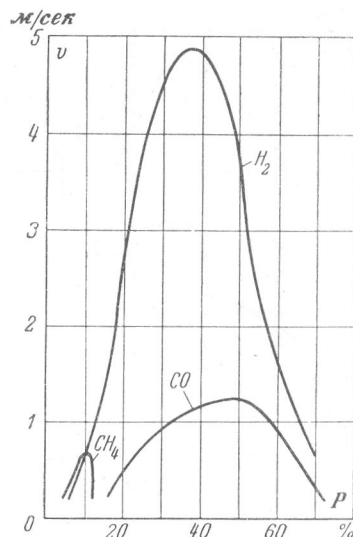


Рис. 2-11. Изменение скорости равномерного распространения пламени в трубке диаметром 25 мм в зависимости от состава газо-воздушной смеси.

куполообразную форму, как аналогичные кривые u_n , рассмотренные ранее на рис. 2-6. На этих двух графиках кривые, относящиеся к одинаковым газам, расположены примерно в одинаковых диапазонах по оси абсцисс. На рис. 2-11, так же как на рис. 2-6, максимум имеют смеси, содержащие некоторый избыток газа (по сравнению со стехиометрическим составом). В отличие от этого численные значения v (ординаты) в 2—3 раза больше (см. также табл. 2-2) соответствующих значений u_n , взятых при прочих равных условиях (одинаковом составе смеси, температуре и давлении). Если одновременно с измерением

Таблица 2-2

Максимальные скорости равномерного распространения пламени в смесях различных газов с воздухом

Газ	Максимальная скорость равномерного распространения пламени в трубке диаметром 25,4 мм, см/сек	Содержание газа в смеси, обладающей наибольшей скоростью равномерного распространения пламени, % по объему
Водород	485	38,5
Оксид углерода	125	45,0
Метан	67	9,8
Этан	86	6,5
Пропан	82	4,6
Бутан	82	3,6
Пентан	82	2,9
Этилен	142	7,1

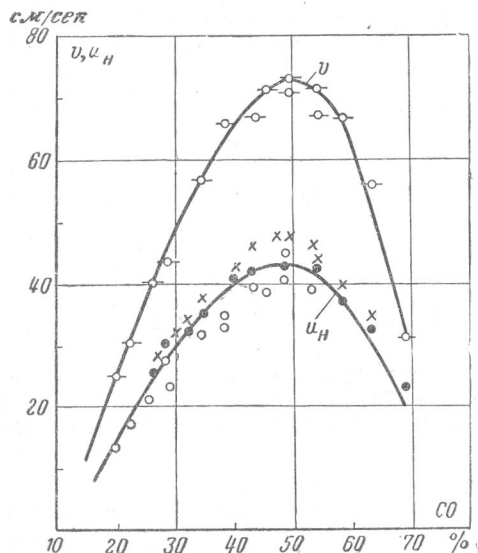


Рис. 2-12. Определение нормальной скорости распространения пламени различными методами.

о — методом горелки; —○— методом трубки без пересчета; ● — методом трубки (с пересчетом); × — методом мыльного пузыря.

скорости движения пламени замерить его поверхность и подставить полученные значения в уравнение (2-1), то нетрудно определить нормальную скорость распространения пламени для смеси данного состава. Таким образом Л. Н. Хитриным были получены данные для окиси углерода, представленные на рис. 2-12, где верхняя кривая построена по значениям u , полученным методом перетрубки, а нижняя — по значениям u_n . Точки, характеризующие значения u_n , полученные методом мыльного пузыря и путем пересчета значений u по формуле (2-1), группируются возле нижней кривой, что свидетельствует о сходимости результатов, полученных тремя указанными методами, и о справедливости формулы (2-1).

Скорость равномерного распространения пламени, как уже указывалось, растет с увеличением диа-

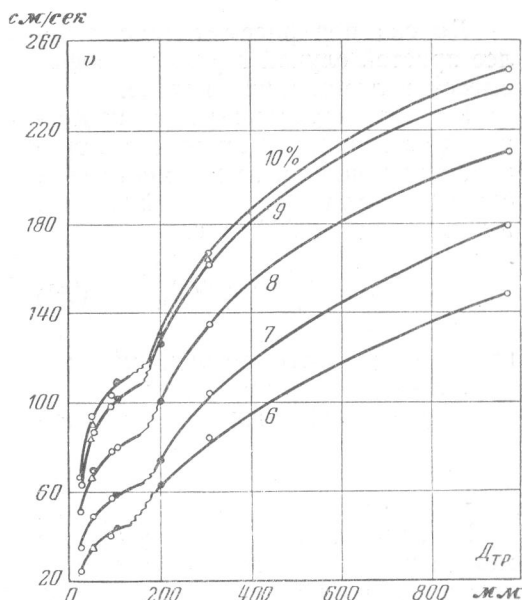


Рис. 2-13. Изменение скорости равномерного распространения пламени в зависимости от диаметра трубы и содержания метана в газо-воздушной смеси.

метра трубы. На рис. 2-13 даны результаты экспериментальной работы Коварда и Хартвелла, которые измеряли скорость движения пламени в трубах различного диаметра, заполненных метано-воздушными смесями, причем содержание метана в смесях варьировалось в пределах от 6 до 10% по объему. Рост скорости пламени с увеличением диаметра трубы обычно объясняют меньшим влиянием стенок и непропорциональным увеличением поверхности воспламенения, связанным с возникновением конвективных потоков. В трубах диаметром более 200 мм, кроме того, гладкая поверхность пламени, судя по фотоснимкам, становится извилистой. Это свидетельствует о том, что при данных условиях появляются возмущения, характерные для перехода ламинарного горения в турбулентное.

ГЛАВА ТРЕТЬЯ

РАСПРОСТРАНЕНИЕ ПЛАМЕНИ В ТУРБУЛЕНТНОМ ПОТОКЕ

Горение газовых смесей практически всегда происходит в потоке. Даже в тех случаях, когда поджи-

гают смесь, находящуюся в покое, поток возникает вследствие расширения горящих газов.

До сих пор рассматривался более простой случай горения газовых смесей в ламинарном потоке.

Из аэрогидродинамики известно, что ламинарное движение в трубах, как правило, имеет место в тех случаях, когда критерий Рейнольдса не превышает 2 000, т. е.

$$Re = \frac{wd}{\nu} < 2000, \quad (3-1)$$

где w — скорость потока, м/сек;
 d — диаметр трубы, м;
 ν — коэффициент кинематической вязкости движущегося газа или жидкости, м²/сек.

Горение в ламинарном потоке можно наблюдать при работе горелок атмосферного типа, например лабораторных бунзеновских или горелок, применяемых в газовых бытовых приборах, а также в низкотемпературных печах и сушилках.

Представим себе, что в бунзеновской горелке происходит процесс горения в ламинарном потоке. Начнем постепенно увеличивать число Рейнольдса, например, увеличивая скорость истечения газо-воздушной смеси из кратера горелки. Как только критерий Рейнольдса достигнет критического значения и поток перестанет быть ламинарным, произойдет резкое изменение характера процесса горения. Зона горения, имевшая форму резко очерченного конуса пламени, становится размытой, т. е. ее поверхность приобретает менее отчетливые очертания*.

Горение в турбулентном потоке или, проще говоря, турбулентное горение, характерно для большинства газовых горелок, применяемых в технике.

При переходе от ламинарного режима к турбулентному меняются не только внешние проявления процесса горения, но и его интенсивность.

Опытные данные [Л. 15] свидетельствуют о том, что скорость распространения пламени, не изменяю-

* Вопрос о том, как парализовать или ослабить возникающую при этом тенденцию зоны горения к отрыву от кратера горелки, будет рассмотрен в гл. IV.

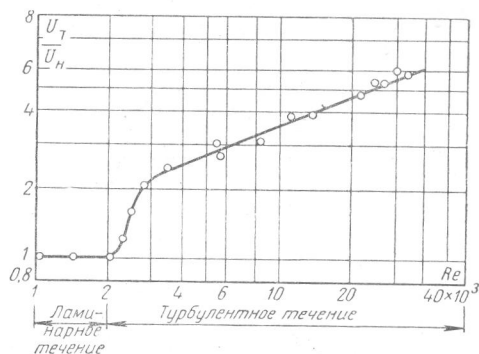


Рис. 3-1. Изменение скорости распространения пламени в зависимости от режима движения сжигаемой смеси газа (городского) с воздухом.

щаяся в зависимости от скорости потока при ламинарном горении, начинает возрастать с увеличением скорости потока при переходе к турбулентному горению (рис. 3-1), так как приобретают особое значение турбулентные пульсации и связанная с ними интенсификация процесса перемешивания продуктов сгорания со свежей смесью. В этом — основное отличие турбулентного пламени от ламинарного.

Сколько-нибудь законченная теория турбулентного горения еще не разработана. Из литературы известны попытки создать математическую модель турбулентного горения [Л. 22, 23], но они приводят к решениям, выражающим турбулентную скорость распространения пламени через величины, не поддающиеся измерению.

Количественная разработка предложенных схем (моделей) турбулентного горения также не привела еще к результатам, дающим возможность надежно рассчитывать динамику процесса. Следует учитывать, что не только турбулентное горение в целом, но и отдельные процессы, составляющие это сложное явление, исследованы еще совершенно недостаточно. Не изучен характер движения отдельных объемов газа в турбулентном потоке, неизвестна количественная связь между размерами этих объемов, скоростями их движения и временем их существования. Эти сведения отсутствуют даже для тех более простых случаев, когда турбулент-

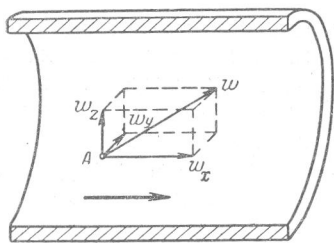


Рис. 3-2. Составляющие скорости потока при турбулентном движении.

ное движение не связано с горением, т. е. с наличием источников выделения энергии, изменяющих концентрационные, скоростные и температурные поля потока. Еще меньше сведений имеется о том, как протекают химические реакции в турбулентном факеле пламени при переменных температурах и концентрациях.

Однако, учитывая незавершенность теории турбулентности вообще и турбулентного горения в частности, необходимо использовать те сведения, которые способствуют хотя бы качественному, но все же правильному пониманию физической картины процесса.

Под этим углом зрения рассмотрим некоторые самые основные сведения из теории турбулентности газовых потоков.

Как известно, турбулентное движение отличается от ламинарного тем, что является беспорядочным, хаотичным. Если проследить за тем, как меняется скорость турбулентного потока в какой-либо определенной точке, то можно заметить, что скорость с течением времени меняется и по величине, и по направлению.

Каждую из таких скоростей w можно разложить на три составляющие (рис. 3-2), из которых две (w_y и w_z) находятся в плоскости сечения, а третья (w_x) направлена перпендикулярно сечению, т. е. параллельно оси трубы. Однако поперечные составляющие скорости в любом сечении турбулентной струи малы по сравнению с продольной составляющей. Вследствие этого, расход газа при заданном сечении трубопровода определяется величиной составляющей скорости w_x . По-

перечные составляющие скорости усиливают перемешивание.

При турбулентном движении скорость меняет не только направление, но и величину (пульсирует). Распределение по сечению трубы усредненных по времени продольных составляющих скорости показано на рис. 3-3. По опытным данным среднее значение этих составляющих $(w_x)_{cp}$ по сечению трубы при турбулентном режиме равно 0,75—0,84 от максимального значения $(w_x)_{макс}$, которое имеет место в центре сечения трубы.

Действительную скорость w в произвольный момент времени обычно представляют в виде суммы ($w_{cp} + \bar{w}'$), где w_{cp} — среднее значение продольной составляющей скорости потока, а $\bar{w}'$ — так называемая пульсационная скорость. Она может иметь как положительный так и отрицательный знак. По абсолютной величине $\bar{w}'$ всегда меньше средней скорости в данном потоке. Отношение среднеквадратичной пульсационной скорости $\bar{w}' = \sqrt{\overline{(w')^2}}$ к средней скорости потока w_{cp} принято называть интенсивностью (или степенью) турбулентности и обозначать через u' .

В покое газе и в ламинарном газовом потоке перемешивание происходит сравнительно медленно, так как оно обусловлено лишь хаотическим движением молекул газа. Если соседние слои газа имеют различный состав (или температуру), то в результате хаотического движения молекул происходит постепенное выравнивание состава (или температуры), т. е. молекулы переходят из одного слоя в другой.

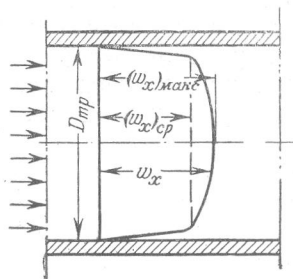


Рис. 3-3. Эюра распределения усредненных по времени продольных составляющих скорости потока по сечению трубы при турбулентном движении.

В турбулентном потоке перемешивание происходит не только за счет хаотического движения отдельных молекул, но и за счет перемещения целых объемов (молей) газа, также переходящих из одного слоя в другой. Скорость перемещения больших масс газа гораздо меньше, чем скорость движения молекул, но зато путь, который проходят эти массы, гораздо больше. Длина пробега молекул оценивается величиной порядка 10^{-5} — 10^{-6} см, а путь, который проходит отдельный объем газа при турбулентном движении по трубе, может составлять около 0,4 ее диаметра (в среднем 0,1 d).

В результате этого интенсивность процесса перемешивания при турбулентном режиме всегда во много раз выше, чем при ламинарном. Иными словами, турбулентно движущийся газ обладает как бы большим коэффициентом диффузии, чем неподвижный.

Если смешиваемые газы имеют различную температуру, то движущиеся объемы горячего газа переносят тепло. Смешиваясь с холодным газом, они отдают ему часть своего тепла. В этом случае турбулентность интенсифицирует не только смешение, но и процесс теплообмена. Соответственно увеличивается не только коэффициент диффузии, но и коэффициент теплопроводности газа. Турбулентные потоки отличаются друг от друга как скоростью исчезновения и возникновения новых молей газа, так и скоростью движения этих молей или скоростью перемены направления их движения. Однако в среднем свойства данного турбулентного потока остаются неизменными и для того, чтобы каким-то образом характеризовать эти свойства, были предложены различные «модели» турбулентной среды.

Наиболее известной из них в настоящее время является модель Прандтля. По аналогии с теорией движения молекул, где коэффициент диффузии (D) принимается равным трети произведения длины пути свободного пробега молекул (λ) на среднюю скорость молекулы (C), турбулентный перенос в модели

Прандтля условно характеризуется средним по времени коэффициентом турбулентного обмена (ϵ), равным произведению пути перемешивания, называемого также масштабом турбулентности (l), на пульсационную скорость (w'),

$$\epsilon = lw'. \quad (3-2)$$

Заметим, что размерность коэффициента турбулентного обмена $m^2/сек$, т. е. та же, что и размерность коэффициентов диффузии, температуропроводности и кинематической вязкости.

По данным А. Г. Прудникова [Л. 24], измерившего параметры турбулентности весьма точным оптико-диффузионным методом, коэффициент турбулентного обмена, отнесенный к произведению скорости потока на диаметр трубы, начиная со значений критерия Рейнольдса, равных 10^4 — 10^5 и выше, становится равным 0,0013—0,009 и автоматическим по скорости потока, т. е. перестает зависеть от Re , так как при этих условиях влияние сил инерции доминирует над влиянием сил вязкости.

Между турбулентными молями и молекулами газа существует определенная аналогия. При турбулентном движении отдельные моли газа время от времени переносятся из одной части потока в другую. Объем газа проходит при этом, не распадаясь, некоторое расстояние, которое и называют длиной пути перемешивания или масштабом турбулентности. По порядку величины длина пути перемешивания соответствует геометрическим размерам наибольших объемов, которые как целое движутся из одной части потока в другую.

Наряду с этой аналогией между турбулентными молями и молекулами газа, конечно, имеется существенное различие, а именно: 1) размеры турбулентных молей по порядку величины равны их свободному пробегу или близки к нему, тогда как свободный пробег молекул газа во много раз превышает их размеры; 2) турбулентные моли находятся в состоянии непрерывных возник-

новений и исчезновений; 3) характер движения молей зависит от их размера: моли меньших размеров движутся не только рядом, но и внутри больших молей.

Следует иметь в виду, что два турбулентных потока могут иметь одинаковые коэффициенты турбулентного обмена ε , если в одном случае турбулентность будет мелко-масштабная (пульсационная скорость молей сравнительно велика, а путь перемешивания, т. е. масштаб турбулентности, мал), а в другом крупномасштабная (крупные объемы с малой величиной колебания скорости).

В процессе турбулентного горения необходимо учитывать влияние турбулентности не только на перемещение газовых объемов в пространстве, но и на перемешивание до молекулярных масштабов холодных молей смеси с нагретыми молями продуктов горения [Л. 10].

По аналогии с выражением (2-2) можно считать, что турбулентная скорость горения равна:

$$U_T = \sqrt{\frac{\kappa}{\tau}}, \quad (3-3)$$

где τ — время реакции;

κ — суммарный коэффициент температуропроводности, представляющий собой сумму

$$\kappa = a + l\omega', \quad (3-4)$$

в которой a — коэффициент молекулярной температуропроводности, а $l\omega'$ — коэффициент турбулентной температуропроводности, равный коэффициенту турбулентного обмена.

Тогда

$$U_T = \sqrt{\frac{a + l\omega'}{\tau}}, \quad (3-5)$$

или

$$U_T = \sqrt{\frac{a}{\tau} \left(1 + \frac{l\omega'}{a} \right)}. \quad (3-6)$$

Принимая во внимание уравнение (2-2), имеем новое выражение

$$U_T = \sqrt{u_n^2 \left(1 + \frac{l\omega'}{a} \right)} =$$

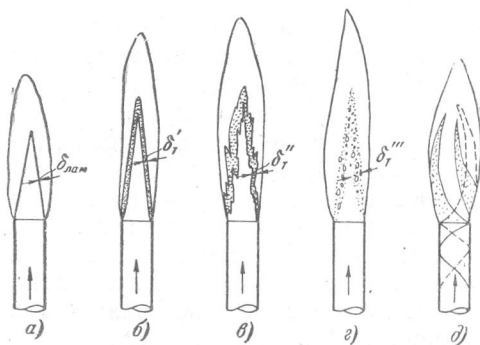


Рис. 3-4. Схематическое изображение зон горения при различных режимах истечения сжигаемой смеси.

а — ламинарный режим; б — мелкомасштабная турбулентность; в — масштаб турбулентности превышает толщину зоны горения; г — крупномасштабная турбулентность; д — закрученный поток.

$$= u_n \sqrt{1 + \frac{l\omega'}{a}}, \quad (3-7)$$

которое позволяет оценить интенсифицирующее действие мелкомасштабной турбулентности в виде слажаемого $l\omega'/a$.

Однако механизм влияния турбулентности на распространение пламени, как указывалось выше, все еще остается невыясненным.

При мелкомасштабной турбулентности, т. е. в тех случаях, когда масштаб турбулентности не превышает толщины зоны ламинарного горения $\delta_{\text{лам}}$ (рис. 3-4, а), считается, что поверхность фронта горения остается такой же гладкой (рис. 3-4, б), как и при ламинарном горении.

Если масштаб турбулентности l несколько превысит толщину зоны горения $\delta_{\text{лам}}$, фронт горения перестанет быть гладким, его поверхность как бы покроется множеством мельчайших факелов (рис. 3-4, в). Это скажется на увеличении эффективной поверхности воспламенения, что также приведет к увеличению интенсивности процесса горения, т. е. к увеличению количества смеси, сжигаемой в единице объема.

Крупномасштабная турбулентность, при которой масштаб турбулентности значительно превышает величину $\delta_{\text{лам}}$, может привести к тому, что фронт горения будет

разорван пульсациями на мелкие части. В этом случае зону горения газо-воздушной струи можно себе представить, как конусообразную область (рис. 3-4,з), где господствует своеобразная и непрерывно меняющаяся «мозаика» воспламененных и невоспламененных молей газо-воздушной смеси, возникающая вследствие турбулентных пульсаций струи. Местоположение, размеры и степень выгорания этих молей непрерывно меняются во времени, но в среднем образуется своего рода слой, где моли газо-воздушной смеси соприкасаются с молями раскаленных продуктов горения.

На скорость распространения пламени влияет состояние потока, которое в свою очередь зависит не только от движения смеси со скоростями, при которых критерий Рейнольдса превышает критическое значение, но и от воздействия завихрителей (например, как показано на рис. 3-4,д), турбулизаторов и т. п. Исследования Л. С. Казаченко показали, что U_T могут увеличиваться в 3—4 раза при постоянной скорости движения газовой смеси, если степень турбулентности искусственно увеличивается от 1,7 до 15% [Л. 25].

Несмотря на то, что вопросу горения при крупномасштабной турбулентности уделяется значительное внимание и с этой целью проводится много теоретических и экспериментальных работ [Л. 10, 26—28], даже самый характер процесса в зоне турбулентного горения объясняется по-разному.

Многие склоняются к тому, что при турбулентном горении, так же как и при ламинарном, существует фронт горения. Однако эта точка зрения оспаривается и ей противопоставляется модель так называемого объемного горения.

Указанная неопределенность обусловлена еще и тем, что вопросы о действительном механизме турбулентного горения нельзя решить обычными методами исследования. В частности, химический анализ проб, отобранных из различных областей турбулентного факела, не пригоден, так как он дает лишь

осредненные по времени характеристики, которые в равной мере могут подтверждать как тот, так и другой механизм сгорания. Фотографирование пламени различными методами также в большинстве случаев не дает однозначного бесспорного ответа, так как позволяет обнаружить лишь неоднородность (мозаичность) структуры зоны горения. В связи с этим возникает необходимость проведения особо прецизионных исследований, основанных на применении малоинерционных измерений ионизационных токов и температуры [Л. 28]. Чаще, однако, исследователи идут по пути экспериментальной проверки и корректировки закономерностей процесса, полученных на базе теоретической разработки предложенной рабочей гипотезы.

Начнем наш обзор с рассмотрения основных положений «фронтальной» модели, которую иногда называют «поверхностной», имея в виду горение турбулентных молей с их поверхности.

Первоначально основоположники фронтальной модели связывали интенсифицирующее действие турбулентности на горение только с искривлением поверхности пламени. Приняв время воздействия пульсации на фронт равным времени выгорания моля и считая, что скорость горения увеличивается пропорционально увеличению поверхности пламени, К. И. Щелкин вывел следующее уравнение:

$$\frac{U_T}{u_n} = \frac{S_{бок}}{S_{осн}} = \sqrt{1 + B \left(\frac{w'}{u_n} \right)^2}, \quad (3-8)$$

где U_T — скорость распространения пламени в турбулентном потоке, см/сек;

u_n — нормальная скорость распространения пламени, см/сек;

$S_{бок}$ — боковая поверхность конуса пламени, см²;

$S_{осн}$ — площадь основания конуса пламени, см²;

w' — пульсационная скорость, зависящая от средней скорости потока, см/сек;

B — безразмерный множитель, близкий к единице и зависящий от физико-химических свойств топлива.

Анализ формулы (3-8), полученный не на основании обобщения опытных данных, а путем приближенного вычисления поверхности турбулентного фронта пламени с использованием представлений о турбулентном переносе, предложенных Прандтлем, показывает, что:

1) при отсутствии пульсаций подкоренное выражение обращается в единицу и скорость U_T становится равной скорости u_n ;

2) при очень сильных пульсациях, когда ω' значительно превышает u_n и $B(\omega'/u_n)^2 \gg 1$, скорость U_T перестает зависеть от физико-химических свойств топлива.

Позднее К. И. Щелкиным была предложена другая фронтальная модель горения газо-воздушной смеси. При крупномасштабной турбулентности фронт пламени разрывается, моли горячей смеси и продуктов горения чередуются с молями свежей смеси, причем в зоне пламени моли свежей смеси дробятся пульсациями и сгорают с поверхности. Предполагается, что скорость обгорания каждого элементарного объема постоянна и равна u_n . Схематически эта модель показана на рис. 3-5, где белыми изображены моли свежей газо-воздушной смеси, которые попадают в толщу зоны горения. На поверхности этих молей формируются ламинарные фронты горения, показанные двойной штриховкой. Обгорая с поверхности, эти моли уменьшаются в объеме по мере удаления от начальной границы факела. В результате образуются моли раскаленных продуктов горения, отмеченные мелкими точками. В подавляющем большинстве эти моли выходят из зоны горения наружу, но некоторые из них заносятся турбулентными пульсациями «против течения» в область, куда непрерывно поступает свежая смесь, и служат там очагами, вокруг которых образуется фронт горения.

По аналогии с выражением (2-2) считается, что $U_T = \sqrt{\chi/\tau}$, и делает-



Рис. 3-5. Модель «фронтального» турбулентного горения.

ся допущение о том, что роль коэффициента температуропроводности χ в данном случае играет коэффициент турбулентного обмена $l\omega'$, а время реакции τ равно времени смешения $l\omega'$.

Тогда

$$U_T \approx \sqrt{\frac{l\omega'}{\frac{l}{\omega'}}} = \omega'. \quad (3-9)$$

Следовательно, и эта модель фронтального горения приводит к выводу, что при сильных пульсациях U_T не зависит ни от химических свойств смеси, ни от масштаба турбулентности.

Фронтальная модель турбулентного горения подвергается в последнее время серьезной и хорошо аргументированной критике.

Наиболее уязвимым местом фронтальной модели является неподтвержденность ее основного положения о независимости от химических свойств смеси при сильных пульсациях.

Г. Вильямс и Л. Боллингер еще в 1948 г. исследовали процесс турбулентного горения ацетилена, этилена и пропана в диапазоне значений критерия Рейнольдса до 80 000 и получили путем подсчета поверхности фронта воспламенения по средней линии между видимыми границами пламени (см. штрихпунктирную линию на рис. 3-9) следующую зависимость [Л. 29]:

$$U_T = 0,1761 u_n d^{0,256} Re^{0,238}, \quad (3-10)$$

где u_n — скорость распространения пламени при ламинарном горении смеси данного состава, *см/сек.*

d — диаметр кратера горелки, *см*;

Re — критерий Рейнольдса, вычисленный по средней скорости истечения газо-воздушной смеси и диаметру кратера горелки.

Опыты, проведенные в ЭНИН (Л. Н. Хитрин, С. А. Гольденберг) в более широком диапазоне d (от 40 до 98 мм) и Re (от 58 000 до 400 000) с бензино-воздушными смесями, показали [Л. 30], что соотношение между U_T и скоростью потока w может быть представлено зависимостью

$$U_T = \delta_0 + kw, \quad (3-11)$$

где δ_0 — параметр, зависящий от свойств смеси, т. е. от вида горючего и его содержания в смеси с окислителем;

k — коэффициент, по порядку величины близкий к 0,1 для смесей такого состава, при котором нормальная скорость распространения пламени равна максимуму.

Эти же опыты позволили установить, что U_T сильно зависит от состава смеси даже при скоростях потока, приближающихся к звуковым ($w \approx 300$ м/сек), а зависимость U_T от диаметра горелки обнаруживается только на небольших горелках. Кроме того, было выявлено, что в области чисел Re , близких к критическому значению (2 000), зависимость U_T от w перестает быть линейной и имеет вид:

$$U_T \sim w^n, \quad (3-12)$$

где n — показатель степени, близкий к 0,5. Интересно отметить, что примерно такой же показатель степени может быть получен и в формуле (3-10) при более тщательной обработке опытных данных Вильямса и Боллингера.

Важно отметить, что неполное соответствие основной зависимости (3-9) фронтальной модели с результатами огневых опытов обнаруживают

даже те исследователи, которые в своих аналитических построениях сами развивают представления К. И. Щелкина о турбулентном горении.

К указанным исследователям можно в первую очередь причислить А. В. Талантова, который провел в последние годы большой цикл тщательно поставленных опытов [Л. 27].

Опыты проводились на горелке квадратного сечения (40×40 мм) с пилотным факелом, обеспечивающим непрерывность периферийного зажигания предварительно подготовленной смеси городского газа с воздухом. Избытки воздуха варьировались в пределах $\alpha \approx 1,0 \div 1,5$, что соответствовало диапазону изменения нормальной скорости распространения пламени от 16 до 45 см/сек. Кроме горелок с гладким каналом, исследовались горелки с турбулизирующими решетками. Средняя скорость потока варьировалась в пределах от 2 до 70 м/сек, что соответствует изменению значений критерия Рейнольдса от 8 000 до 185 000.

Опыты, проведенные на указанной установке при сжигании газо-воздушной смеси постоянного состава ($u_n = \text{const}$), позволили установить, что турбулентная скорость распространения пламени U_T определяется не величиной Re , а значениями пульсационной скорости w' независимо от того, каким способом достигается ее изменение — изменением турбулентности путем установки решеток или просто увеличением скорости потока при неизменной степени турбулентности.

Кривые $U_T = f(w')$, полученные таким образом для газо-воздушных смесей трех составов ($u_n = 20 \div 40$ см/сек) и представленные для сопоставления на одном графике (рис. 3-6), свидетельствуют о том, что предположение о независимости U_T от u_n при больших величинах пульсационной скорости не подтверждается экспериментом.

Имеющаяся в действительности слабая зависимость U_T от u_n объясняется сторонниками фронтальной модели «влиянием малых масштабов, содержащихся в спектре турбулент-

ности» и другими побочными явлениями [Л. 26].

Обработка экспериментальных данных по турбулентному горению обнаруживает еще одну интересную особенность, связанную с эффективностью действия пульсаций. Эту эффективность можно выразить через коэффициент

$$K_T = \frac{U_T - u_n}{w'}, \quad (3-13)$$

представляющий собой разность между турбулентной и нормальной скоростями распространения пламени, отнесенную к пульсационной скорости.

Если подсчитать значения K_T , например по экспериментальным данным, полученным А. В. Талантовым для горелки, выполненной в виде гладкого канала прямоугольного сечения, и построить графическую зависимость $K_T = f(w'/u_n)$, то нетрудно заметить (рис. 3-7) следующее [Л. 27]:

1. Величина K_T иногда достигает (при $\frac{w'}{u_n} < 10$) значений, близких к 4, свидетельствуя об очень высокой эффективности действия пульсаций; это противоречит теории турбулентности, так как максимальные скорости пульсаций, превышающие среднеквадратичные скорости пульсации в 3—3,5 раза, наблюдаются сравнительно редко.

2. При отношении w'/u_n , меньшем 10, имеет место разброс экспериментальных точек, поскольку зна-

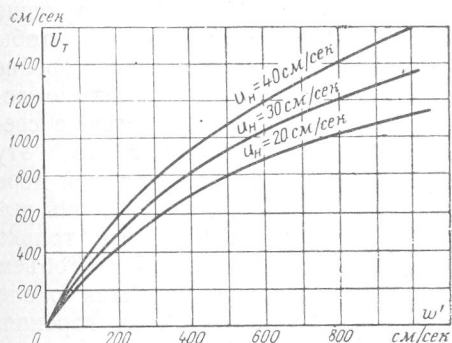


Рис. 3-6. Зависимость турбулентной скорости распространения пламени от пульсационной скорости (для горелки с кратером в виде гладкого канала 40×40 мм).

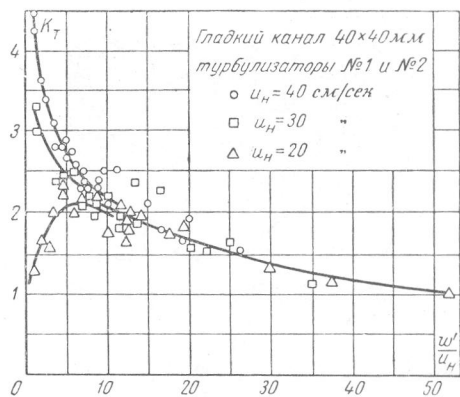


Рис. 3-7. Эффективность действия пульсаций.

чения K_T , полученные при различных u_n , сильно отличаются друг от друга.

3. При отношении w'/u_n , большем 10, наблюдается иная картина: экспериментальные точки хорошо ложатся на одну кривую, которая характеризует уменьшение эффективности действия пульсаций с увеличением w'/u_n .

Высокую эффективность действия пульсаций, отмеченную выше, удастся объяснить, только предположив, что пламя само генерирует дополнительные пульсации, которые «суммируются» с пульсациями, существовавшими в потоке без горения. В то же время постепенное ослабление эффективности действия пульсаций по мере увеличения w'/u_n , также отмеченное выше, может быть объяснено уменьшением относительной роли турбулентности, генерированной пламенем, по сравнению с пульсациями набегающего изотермического потока.

Гипотеза о возможности автотурбулизации пламени была высказана еще в 1944 г. Д. Л. Ландау, который путем теоретического исследования установил, что даже незначительного возмущения достаточно для того, чтобы увеличение кривизны плоского пламени порождало его автотурбулизацию. Последующие экспериментальные исследования Я. К. Трошина и К. И. Щелкина обнаружили, что автотурбулизация проявляется только при очень больших размерах пламени или при

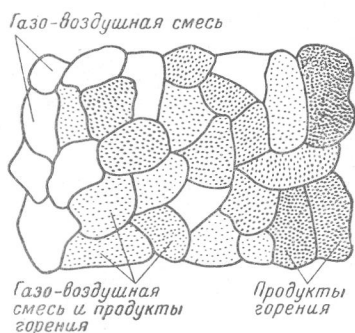


Рис. 3-8. Модель «объемного» турбулентного горения.

больших давлениях в камере сгорания [Л. 26].

В отличие от этого пульсации, генерируемые самим пламенем, наблюдаются более часто. Прямые измерения, осуществленные А. Г. Прудниковым на открытых факелах наиболее надежным оптико-диффузионным методом, показали, что горение газо-воздушной смеси может увеличивать турбулентность потока с 10 до 40% [Л. 24].

Заканчивая на этом описание фронтальной модели турбулентного горения, переходим к рассмотрению объемной модели, в которой турбулентное пламя трактуется как протяженная зона гомогенной объемной реакции.

Представление об объемном горении формулируется следующим образом.

Пульсируя, горячие турбулентные моли движутся в различных направлениях, в том числе и навстречу потоку свежей газо-воздушной смеси. Эти горячие моли, не успевая воспламенить соседние холодные моли, перемешиваются с ними, повышают их температуру, понижают концентрацию горючего и увеличивают концентрацию активных центров. За время существования данного моля вовсе не обязательно, чтобы в нем прореагировало все горючее. Частично горючие компоненты могут догорать в моле, образовавшемся позднее.

Схематически модель «объемного» турбулентного горения показана на рис. 3-8, где белые зоны, как и на рис. 3-5, означают моли све-

жей газо-воздушной смеси, а контуры с точками — моли, содержащие, кроме смеси, накаленные продукты горения. Чем гуще нанесены точки, тем выше содержание продуктов горения и температура в моле. Предельной густотой точек отмечены моли, содержащие только продукты горения. Показанная картина относится, само собой разумеется, к какому-то произвольному моменту времени, по истечении которого происходит дальнейшая непрерывная перегруппировка молей.

Трактовка турбулентного горения как кинетического процесса, зависящего, однако, от характера турбулентности, предпринята рядом американских ученых, в частности М. Саммерфильдом.

Для доказательства «объемного» горения в турбулентном потоке было проведено несколько экспериментальных работ как в СССР, так и за рубежом [Л. 31, 32].

Однако результаты этих работ лишь подтвердили появление в определенных условиях «объемного» турбулентного горения, но отнюдь не могут служить основанием для решающих заключений о том, что «объемное» горение может иметь место при любых обстоятельствах.

В связи с этим все чаще высказывается мнение, что представление о турбулентном пламени как о протяженной зоне гомогенной объемной реакции нельзя противопоставлять в качестве альтернативы фронтальной модели турбулентного горения [Л. 26, 33]. Этого нельзя делать, в частности, учитывая следующие соображения. Для того чтобы «объемное» турбулентное горение могло начаться и протекать с достаточно большой скоростью в свежей газо-воздушной смеси, эту смесь надо нагреть по крайней мере до температуры 1000°C . Столь высокий нагрев осуществим только в том случае, если на каждый объем смеси к ней подмешивается около одного объема продуктов горения, имеющих температуру около 2000°C . Тогда возникает вопрос о происхождении этих начальных молей продуктов горения. Для ответа

на этот вопрос приходится вводить новое предположение о том, что указанные горячие моли поставляют процесс горения, протекающий по фронтальному механизму. Таким образом становится необходимым выяснить, при каких условиях, после перевода примерно 50% исходной смеси в продукты горения, фронтальной процесс прекратится и начнется объемное горение.

Переход фронтального горения в объемное происходит в тех случаях, когда процесс удовлетворяет условию

$$\frac{l}{v'} < \frac{\delta_{\text{лам}}}{u_n}, \quad (3-14)$$

где l — масштаб турбулентности;
 v' — скорость турбулентных пульсаций;
 $\delta_{\text{лам}}$ — толщина фронта ламинарного пламени;
 u_n — нормальная скорость распространения пламени.

Выражение (3-14), определяющее механизм горения, называют иногда критерием Кавазного (подробнее см. [Л. 10]). Этот критерий еще не был подвергнут достаточно обстоятельному изучению, поэтому отсутствуют основания для того, чтобы считать то или иное значение его характерным для режимов, при которых существование ламинарных фронтов пламени становится маловероятным. Кроме того, высказываются предположения, что не существует резких границ (по параметрам горения), разделяющих разные модели. По-видимому, пламена, с которыми приходится иметь дело в обычных топках и камерах сгорания, представляют собой системы, где одновременно могут наблюдаться признаки различных моделей и переходных состояний. В связи с этим возникла микрообъемная модель турбулентного горения, которая занимает промежуточное положение между ламинарной и объемной моделями. Однако большой комплекс численных расчетов, проведенных Е. С. Щетинковым, показал, что и на основе микрообъемной модели еще нельзя создать замкнутый метод расчета турбулентного горения. Можно лишь более обос-

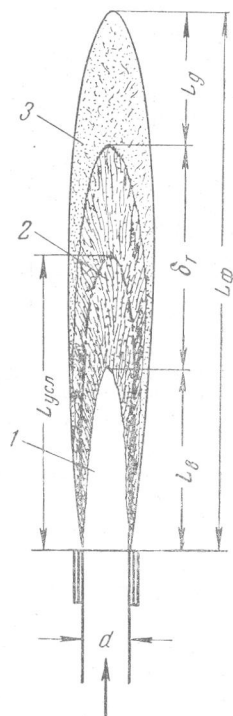


Рис. 3-9. Схема горения турбулентной газовой струи в свободном пространстве.

нованно проанализировать влияние основных параметров (пульсационная скорость, давление, коэффициент избытка воздуха и т. п.) на интенсивность и устойчивость турбулентного горения [Л. 10].

Следует отметить, что наряду с разработкой моделей горения в турбулентном потоке возникло стремление создавать газодинамическую теорию турбулентного факела. На базе этой теории и ряда исследований, проведенных под руководством Л. А. Вулиса, удалось построить систему расчета турбулентного горения, но пока только для простейших схем горения неперемешанных газов [Л. 34].

Заканчивая на этом краткий обзор теоретических работ и исследований, позволяющий выснить общую и в основном качественную картину явлений, переходим к анализу результатов ряда количественных измерений и наблюдений процесса горения в турбулентном факеле.

Рассмотрим схематическое изображение турбулентной газо-воз-

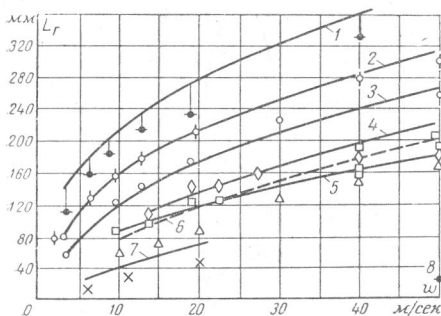


Рис. 3-10. Зависимость L_f от скорости истечения смеси (условные обозначения см. на рис. 3-11).

душной струи, горящей в свободном пространстве (рис. 3-9). В такого рода факеле можно различить (визуально, с помощью газового анализа или другими способами):

а) холодное ядро — конус 1, где движется еще не воспламененная исходная смесь;

б) зону воспламенения (видимый турбулентный фронт горения) 2, в которой происходит постепенное воспламенение смеси и одновременно сгорание уже воспламененных частиц газа; степень выгорания на выходе из этой зоны большей частью оказывается весьма значительной и достигает иногда 90%;

в) границу 3 завершения горения, где наблюдается практически полное сгорание, а также достигается равновесие между молекулами CO_2 и H_2O и продуктами их диссоциации; в отличие от зоны 2 область, ограниченная линией 3, невидима и обнаруживается лишь анализом продуктов горения.

Руководствуясь данным разграничением зон, целесообразно разделить факел на несколько частей. Прежде всего необходимо выделить по длине ту часть факела, в которой располагается холодное ядро факела. Обозначим ее через L_B . Толщину турбулентного фронта горения в направлении оси струи обозначим через δ_T . Оставшийся отрезок длины факела (по оси потока) обозначим через L_D . Соответственно этому общую длину факела по оси потока можно выразить как сумму

$$L_{\Phi} = L_B + \delta_T + L_D. \quad (3-15)$$

Методы расчета протяженности турбулентного факела в целом и отдельных его зон еще полностью не разработаны.

Можно лишь отметить, что протяженность первой зоны L_B определяется тем, по какому закону и с какой скоростью фронт горения распространяется от периферии струи к центру. Если предположить, что зона 1 имеет вид прямого конуса и скорость истечения смеси постоянна во всех точках поперечного сечения кратера горелки, то в первом приближении можно считать [Л. 7], что

$$L_B \sim \frac{\omega_f r}{U_T}. \quad (3-16)$$

Рассмотрим вопрос о том, какие факторы оказывают влияние на длину зоны горения $L_T = \delta_T + L_D$.

Воспользуемся для этой цели результатами экспериментальной работы А. В. Талантова [Л. 27]. Эти результаты представлены на графике (рис. 3-10), построенном в координатах $L_T = f(w)$, где w — скорость истечения исходной смеси из выходного сечения горелки. Экспериментальные точки получены при сжигании смеси городского газа с воздухом в открытом факеле на установке, описанной ранее (стр. 44), а кривые построены по формуле

$$L_T = B \frac{l_0}{E} \left(1 + \frac{w'}{u_n} \right), \quad (3-17)$$

где l_0 — эйлеров масштаб турбулентности;

E — степень турбулентности;

w' — пульсационная скорость;

u_n — нормальная скорость распространения пламени;

B — постоянный безразмерный коэффициент, учитывающий отличие скорости потока смеси в зоне горения от средней скорости потока холодной смеси.

Экспериментальные точки на рис. 3-10 расслаиваются и группируются около восьми кривых, каждая из которых соответствует различным условиям опыта. Например, линии 1—5 получены на горел-

ке с кратером прямоугольного сечения (40×40 мм) при различных избытках воздуха, что позволяло изменять u_n в пределах от 20 до 40 см/сек. Линии 1—3 и 6—8 получены при кратере, выполненном в виде гладкого канала, а линии 4 и 5 — при наличии специальных турбулизирующих решеток.

Справедливость выражения (3-17) доказывается построением графика (рис. 3-11), на котором по оси абсцисс откладывается параметр w'/u_n , а по оси ординат — безразмерная величина $\frac{L_r}{l_0} E$. В этом случае те же экспериментальные точки воспроизводят одну единственную кривую с некоторым разбросом, находящимся в пределах точности опыта.

Выражение (3-17) дает зависимость L_r от характеристик турбулентности, которые необходимо определять для конкретных расчетов экспериментальным путем, что само по себе представляет значительные трудности. В связи с этим имеет смысл дать более простую оценку факторов, которые оказывают влияние на толщину фронта горения δ_t и длину зоны догорания L_r .

Есть основания считать, что величина δ_t должна возрасти при увеличении диаметра кратера горелки (так как это приводит к росту масштаба турбулентности) и скорости истечения смеси из кратера (так как это связано с увеличением пульсационной скорости). Кроме того, δ_t зависит от горючих свойств газовой смеси, косвенной характеристикой которых может рассматриваться величина нормальной скорости распространения пламени u_n . С ростом u_n длина зоны δ_t должна уменьшаться.

Что же касается величины L_r , то она не зависит от аэродинамических свойств струи и диаметра кратера, а определяется в основном составом сжигаемой смеси, от которого зависят кинетические характеристики горения, и скоростью движения газов. Следовательно, для газовой смеси определенного состава можно записать:

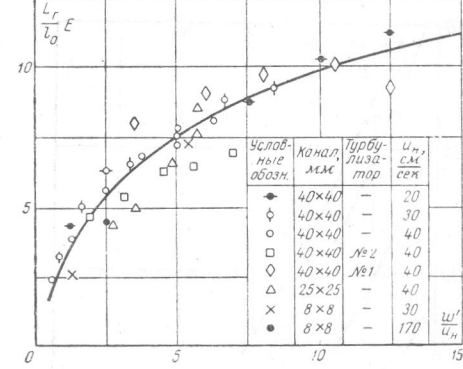


Рис. 3-11. Обобщенная зависимость между безразмерными характеристиками при сжигании газовой смеси в различных условиях.

$$L_d = k_2 w_f, \tag{3-18}$$

где k_2 — константа.

Анализируя вышеприведенные выражения, можно сравнить эффективность различных путей укорочения факела, а следовательно, и интенсификации процесса горения газовой смеси.

В связи с этим необходимо подчеркнуть, что в зоне воспламенения, характеризующейся расстоянием δ_t (рис. 3-9), наблюдаются наибольшие значения объемных теплотонапряжений. Добиться укорочения указанной зоны путем интенсификации столь быстро протекающих процессов весьма трудно. В особенности это относится к скорости химической стадии процесса, протекающей в пламени чрезвычайно быстро, вследствие чего оказать существенное воздействие на величину δ_t при помощи химических побудителей не удастся.

В противоположность этому воздействие на длину L_b является наиболее эффективным средством уменьшения общей длины факела L_f и может быть достигнуто различными способами: увеличением периметра зажигания, уменьшением диаметра кратера* и увеличением скорости турбулентного распространения пламени.

* В этом случае речь идет о нескольких кратерах меньшего диаметра, имеющих в сумме ту же площадь поперечного сечения, что и кратер большего диаметра.

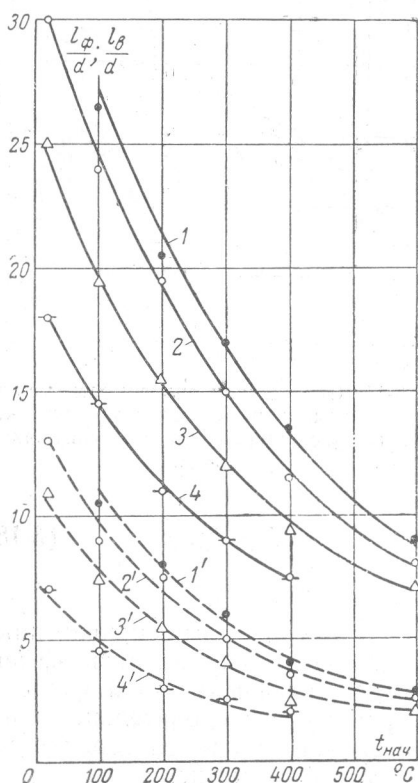


Рис. 3-12. Зависимость относительной длины факела (сплошные кривые) и относительной длины зоны воспламенения (штриховые кривые) от начальной температуры смеси при скорости истечения смеси.

1 и 1' — 25; 2 и 2' — 50; 3 и 3' — 75; 4 и 4' — 100 м/сек.

Одной из разновидностей первого способа является разработанный в ЭНИН метод двустороннего зажигания, сущность которого заключается [Л. 35, 36] в сочетании зажигающего действия туннеля с зажигающим действием осесимметричного тела плохо обтекаемой формы. В результате двустороннего зажигания (с периферии и из центра) периметр воспламенения увеличивается, а длина факела уменьшается в 3—4 и более раз. Соответственно увеличивается объемное теплонапряжение.

На интенсивность горения газозооушной смеси можно воздействовать также, изменяя режимные факторы. Наиболее эффективно влияет на сгорание, ускоряя его и сокращая длину факела, повышение температуры исходной смеси.

Исследование процесса горения

подогретых смесей природного газа и воздуха в горелке предварительного смешения туннельного типа было проведено В. И. Андреевым [Л. 37] под руководством Л. Н. Хитрина и автора книги.

Опыты проводились на крупной лабораторной горелке, имевшей кратер диаметром 18 мм. Диаметр туннеля был равен 54 мм. Температура газозооушной смеси варьировалась в пределах от 20 до 600°С, скорость ее истечения из кратера — от 25 до 100 м/сек, а коэффициент избытка воздуха — от 1,1 до 1,4.

Методика исследования была следующей. Производился отбор проб продуктов горения в различных точках по оси туннеля, в котором осуществлялось сжигание смеси при заданном режиме. Пробы продуктов горения отбирались при помощи водоохлаждаемой газозаборной трубки, внутренний диаметр которой был равен ~2 мм. Анализ продуктов горения производился при помощи золотометрического газоанализатора на содержание двуокиси углерода, по которому можно судить о степени выгорания топлива на различных расстояниях от кратера горелки. На основании данных газового анализа строились кривые выгорания, причем расстояние от кратера до того места, где начиналось повышение концентрации CO_2 , принималось за длину зоны воспламенения и обозначалось через $l_{\text{в}}$, а то место, где прекращалось повышение концентрации CO_2 , принималось за конец факела и расстояние от кратера до него обозначалось через $l_{\text{ф}}$. Значения $l_{\text{в}}$ и $l_{\text{ф}}$, отнесенные к диаметру кратера d , обозначались соответственно $L_{\text{в}}$ и $L_{\text{ф}}$.

Аналитическая обработка полученных указанным путем кривых выгорания привела к уравнению

$$1 - \kappa = e^{-k, X^3}, \quad (3-19)$$

где κ — степень выгорания, выраженная в долях единицы;

e — основание натуральных логарифмов;

X — расстояние от кратера горелки до данной точки на оси факела, отнесенное к диаметру кратера;

k_1 — коэффициент, характеризующий кинетическую и аэродинамическую обстановку, в которой происходит процесс горения.

Характер зависимости k_1 от температуры смеси, скорости истечения смеси и избытка воздуха может быть определен опытным путем.

Графическая зависимость относительных длин $L_\phi = l_\phi/d$ и $L_B = l_B/d$ от начальной температуры смеси представлена на рис. 3-12.

Анализируя эту зависимость, полученную при различных значениях скорости истечения смеси и неизменном избытке воздуха ($\alpha = 1,1$), можно убедиться в том, что относительная длина пламени значительно уменьшается с повышением температуры смеси. Например, при изменении температуры смеси от 20 до 400°С относительная длина пламени L_ϕ уменьшается примерно вдвое.

Пунктиром на том же рисунке нанесены кривые, характеризующие зависимость относительной длины зоны воспламенения от $t_{см}$. Каждая кривая соответствует определенной скорости истечения смеси из кратера горелки.

Установлено, что все кривые $L_B = f(t_{см})$ в исследованном диапазоне температур смеси от 20 до 600°С описываются одним общим уравнением

$$L_B = B \frac{1}{T_{см}^{1,5}}, \quad (3-20)$$

где $T_{см}$ — абсолютная температура газоз-воздушной смеси, поступающей в туннель, °К.

Нетрудно обнаружить, что предварительный подогрев смеси приводит к более резкому укорочению длины зоны воспламенения, чем укорочение длины факела. Например, при таком же повышении температуры от 20 до 400°С относительная длина зоны воспламенения уменьшается в 3,6—3,7 раза. Таким образом, сравнивая зависимости $L_B = f(t_{см})$ и $L_\phi = f(t_{см})$, можно заметить, что влияние предварительного подогрева на L_ϕ значительно слабее, чем на L_B , т. е. процессы горения и догорания труднее поддаются при этом интенсификации, чем воспламенение.

В процессе указанных исследований наблюдалось монотонное удлинение зоны воспламенения при увеличении избытка воздуха и скорости истечения смеси (в исследованном диапазоне этих параметров).

Заканчивая на этом обзор способов интенсификации процесса горения, отметим, что вопросы конструктивного оформления и практического применения этих способов рассмотрены отдельно в гл. IX.

ГЛАВА ЧЕТВЕРТАЯ

УСТОЙЧИВОСТЬ ГОРЕНИЯ

В практике сжигания газоз-воздушных смесей часто приходится сталкиваться со следующими нарушениями стабильности зоны горения: 1) отрывом пламени от кратера горелки и 2) втягиванием пламени в смеситель (проскок). Оба эти явления нежелательны, они могут послужить причиной нарушения нормальной работы горелок, а в некоторых случаях даже причиной серьезных аварий. Вследствие этого необходимо изучить сущность таких нарушений стабильности горения и пути их предотвращения, учитывая, что строгой теории устойчивости горения еще не существует.

В предыдущих главах было установлено, от каких факторов зависят размеры конусообразной зоны горения. Однако эти зависимости имеют место до тех пор, пока зона горения неподвижна. При чрезмерном укорочении зоны она может переместиться внутрь горелки («проскочить» в смеситель), а при чрезмерном удлинении — оторваться от нее. Частичный отрыв приводит к тому, что зона горения стабилизируется на некотором расстоянии от кратера горелки. Полный отрыв приводит к погасанию пламени.

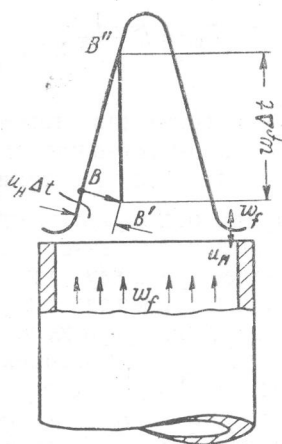


Рис. 4-1. Схема распространения пламени при ламинарном истечении газо-воздушной смеси.

Отрыв пламени может привести к загазовыванию топочных камер и рабочих помещений, а следовательно, явиться причиной отравления людей или взрыва смеси. Например, пламя оставленной без присмотра бунзеновской (или бытовой) горелки в случае повышения давления газа может оторваться. Газо-воздушная смесь, не сгорая, начнет поступать в окружающее пространство. Если помещение, где установлена горелка, вентилируется плохо, то газ может накопиться в нем с образованием неподвижной газо-воздушной смеси, способной воспламениться. Взрыв в таком помещении может произойти от зажженной спички или от искры, образующейся при включении электрического освещения. Другой пример. В топке котла произведен розжиг двух газовых горелок, находящихся на значительном расстоянии друг от друга. В результате неравномерной подачи газа (или воздуха) пламя одной из горелок оторвалось и горение в ней прекратилось. Если не принять своевременно соответствующие меры, газо-воздушная смесь будет поступать в еще не успевшую нагреться топку. В этом случае также не исключена возможность взрыва (хлопка), так как топочная камера может быстро заполниться такой газо-воздушной смесью, которая по своему составу способна воспламениться от работающей горелки.

В качестве третьего примера рассмотрим случай, когда причиной взрыва газо-воздушной смеси является проскок пламени. Обычно проскок пламени не сопровождается взрывом, так как смеситель, как правило, имеет небольшой объем, воспламенение которого не представляет собой опасности.

Более опасными являются случаи, когда розжиг горелки осуществляется неправильно, а именно, до того, как закончена продувка газопроводящей коммуникации. Если при этих условиях пламя проскочит в газопровод и дойдет до емкости больших размеров, то может произойти сильный взрыв. Вот почему инструкциями по эксплуатации газового оборудования обязательно предусматривается тщательная продувка газом (на «свечу»). Только такая продувка, исключающая возможность повышения концентрации кислорода до взрывоопасного предела, является гарантией от взрыва, так как металлические сетки, керамические насадки и другие так называемые «огнепреградительные» устройства являются надежными лишь до тех пор, пока они не нагреваются на всю толщину до высокой температуры от соприкосновения с проскочившим пламенем.

Рассмотрим условия, при которых пламя сохраняет устойчивость, т. е. остается неподвижным относительно кратера горелки.

Ранее мы убедились, что в зоне горения устанавливается динамическое равновесие между стремлением пламени продвинуться навстречу потоку газо-воздушной смеси и стремлением потока отбросить пламя подальше от горелки.

Картину распространения пламени при ламинарном истечении газо-воздушной смеси можно себе представить следующим образом (рис. 4-1). Если бы поток смеси на одно мгновение остановился, пламя переместилось бы за время Δt по нормали к поверхности фронта на расстоянии $u_n \Delta t$, например, из точки B в точку B' . На самом же деле смесь движется непрерывно и пламя относится в точку B'' , находя-

щуюся от точки B' по вертикали на расстоянии $w_f \Delta t$.

Таким образом, можно считать, что любая точка пламени как бы поддерживает равновесие вышележащих точек воспламенения. Поэтому следовало бы ожидать, что корневая часть зоны горения будет устойчивой только в присутствии постороннего поджигающего источника (запальника). Как только запальник будет убран, равновесие должно нарушиться, причем пламя оторвется от кратера и горелка погаснет. Практика показывает, что это не так и можно наблюдать пламя горелки (например, бунзеновской), которое остается вблизи от кратера горелки и после того, как запальник убран.

Нетрудно опытным путем показать, что устойчивость горения зависит от тепловых и гидродинамических условий, в которых находятся корневые участки конусообразной зоны горения [Л. 7]. Например, можно нарушить стабильность работы горелки небольшим потоком воздуха (или инертного газа), направленным на нижнюю часть конуса и, наоборот, можно предотвратить отрыв пламени, размещая кольцевой запальник у корневой части зоны горения, имеющей тенденцию к отрыву.

Следовательно, форма и размеры пламенной поверхности определяются взаимодействием двух движений (пламени и потока), а устойчивость этой поверхности определяется процессом стабилизации (естественной или искусственной) корневой части конусообразной зоны горения. Целесообразность такого разграничения становится особенно очевидной при необходимости повысить интенсивность процесса горения, характеризуемую объемным теплоснапряжением Q/V , или форсировку газогорелочного устройства, характеризуемую теплоснапряжением сечения горелки Q/F . В этом случае важно иметь в виду, что предельные теплоснапряжения Q/V и Q/F по-разному зависят от основных характеристик горючей смеси и конструктивных особенностей газогорелочных систем.

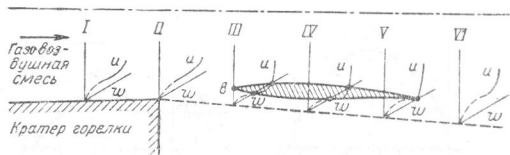


Рис. 4-2. Соотношение скоростей u и w в различных сечениях ламинарной струи газовой смеси, горящей открытым пламенем.

Рассмотрим причины, обуславливающие естественную стабилизацию фронта горения, при которой пламя само «привязывается» к кратеру горелки (после того, как запальник убран).

Пламя может не отрываться от кратера горелки, потому что функции постоянно действующего источника зажигания в этом случае выполняет пояс, в котором скорость распространения пламени u равна скорости потока. Физическую природу указанного зажигательного пояска и условия его существования можно себе представить, рассмотрев график на рис. 4-2. На этом графике изображены профили скорости потока w газовой смеси и эпюры скоростей распространения пламени u_n при ламинарном горении [Л. 27]. В сечениях I и II, т. е. при ламинарном движении газовой смеси до ее истечения из кратера горелки, профиль скоростей будет иметь параболический характер. Однако для участков потока, располагающихся вблизи от стенки, можно отрезок параболы заменить прямой линией. Можно считать, что аналогичным образом будет изменяться скорость потока и у границы струи при ее свободном истечении в атмосферу (т. е. в сечениях III—VI).

Скорость распространения пламени, как уже указывалось, является физико-химической константой однородной газовой смеси заданного состава. Это означает, что значения u должны быть постоянными по всему сечению I (или II). Однако по мере приближения к холодным стенкам значения u уменьшаются, а в непосредственной близости к стенке распространение пламени вообще невозможно. Участки кривых $u=f(r)$, где ска-

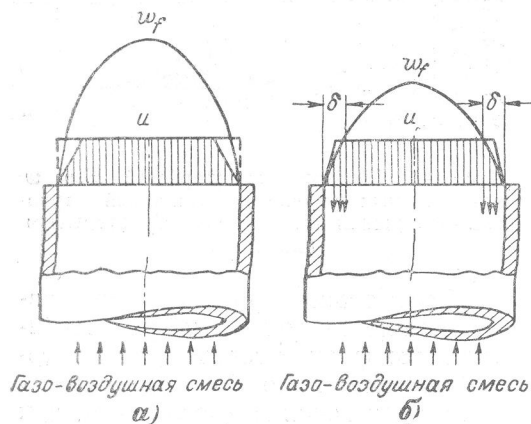


Рис. 4-3. Соотношение скоростей u_n и w . a — при устойчивом горении; b — при проскоке.

зывается «замораживающее» действие стенок, нанесены на графике пунктиром*.

В струе, вышедшей из горелки и движущейся в атмосфере неподвижного воздуха (т. е. в сечениях III—VI), профиль скорости распространения пламени изменяется по другой причине. По мере приближения к границам струи начинает сказываться разбавление исходной смеси воздухом, подсасываемым («захватываемым») из атмосферы. У самых границ струи также существуют участки, отмеченные пунктиром, где распространение пламени прекращается.

Сравнивая взаиморасположение кривых $w=f(r)$ и $u=f(r)$, можно видеть, что значения u не превышают значения w ни в одном из участков поперечных сечений I, II и VI. В противоположность этому на некотором удалении от кратера горелки скорость распространения пламени увеличивается, так как уменьшается присос воздуха и появляются сечения (например, сечение IV), где $u > w$, так как кривые $w=f(r)$ и $u=f(r)$ пересекаются в двух точках сечения струи. Область, в которой $u > w$, отмечена на схеме штриховкой. Границы этой области, в частности точку B, можно рассматривать как неподвижный, самопроизвольно образующийся (естественный) источ-

ник зажигания, ибо здесь скорость распространения пламени равна скорости потока.

При небольших колебаниях режима, связанных с изменениями состава исходной смеси или скорости ее истечения, будут наблюдаться незначительные миграции указанной зоны, т. е. зажигающего пояса, от которого пламя распространяется в поток с образованием стационарного конусообразного фронта пламени.

При чрезмерном увеличении w (или уменьшении u) расстояние между кратером горелки и заштрихованной зоной, называемое «мертвым пространством», может увеличиться настолько, что равновесие нарушится и произойдет отрыв пламени. Наоборот, при чрезмерном уменьшении w (или увеличении u) размеры заштрихованной зоны могут увеличиваться настолько, что она распространится внутрь горелки, т. е. произойдет проскок пламени в горелку.

Сформулируем условия, которые требуется соблюдать для того, чтобы избежать проскока. Для этой цели, сильно упрощая физическую картину, рассмотрим влияние стенки на устойчивость пламени по отношению к проскоку.

На рис. 4-3, a показаны поля скоростей истечения газозвоздушной смеси w_f и эпюра распределения скорости распространения пламени u при устойчивом горении. Несмотря на то, что скорость потока вблизи стенки мала, проскок не имеет места, так как здесь u тоже имеет пониженные значения. В трубках малого диаметра «угнетающее» действие холодных стенок на скорость распространения пламени может оказаться таким, что пламя не проскакивает даже при истечении смеси с ничтожно малой скоростью. Численное значение такого критического диаметра для различных горючих смесей, неодинаково; оно меньше для смесей, которым свойственна высокая скорость распространения пламени, и больше — для медленно горящих смесей. По данным Дж. Хальмо критический диаметр для стехиометри-

* Через r обозначено переменное расстояние до центра сечения.

ческой метано-воздушной смеси равен примерно 4 мм [Л. 38].

Рис. 4-3,б иллюстрирует соотношение скоростей w_f и u при проскоке пламени в трубку (смеситель горелки). В кольцевой пристеночной области, имеющей толщину δ , значения u превышают значения w_f . Именно здесь пламя углубляется в смеситель, прогревает его стенки и таким образом создает условия для втягивания в смеситель всей зоны горения.

Согласно разработанной Б. Льюисом и Г. Эльбе теории критического градиента граничной скорости проскок происходит в том случае, когда вблизи стенок смесителя кривая скорости потока w_f имеет общую касательную с кривой распределения u по выходному сечению смесителя [Л. 39]. Условие касания этих кривых соблюдается при равенстве градиентов $(dw_f/dr)_{r \rightarrow R}$ и $(du/dr)_{r \rightarrow R}$, где r — текущая координата (текущий радиус); R — радиус трубы.

При ламинарном движении смеси градиент скорости у стенки равен (согласно уравнению Пуазейля) для длинных цилиндрических трубок отношению $8w_f/d_0$, где w_f — средняя по сечению скорость истечения газа; d_0 — диаметр трубки. Следовательно, условием предельного режима горения является выражение

$$\left(\frac{du}{dr}\right)_{r \rightarrow R} = -\frac{8w_f}{d_0}.$$

Это означает, что при сжигании газо-воздушной смеси постоянного состава, для которой $(du/dr)_{r \rightarrow R} = \text{const}$ (при неизменной способности стенок отводить тепло), проскок может иметь место при различных скоростях истечения смеси w_f . Чем больше калибр горелки, тем труднее предотвратить проскок. Изменением формы и размеров кратера, а также отводом тепла от стенок кратера (например, применением водяного охлаждения) конструктору удается создавать горелки предварительного смешения с высокой стабилизирующей способностью (по отношению к проскокам). Добившись расширения пристеночной об-

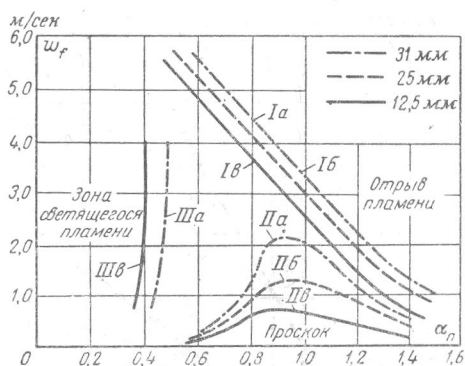


Рис. 4-4. Пределы устойчивого горения природного газа в горелках атмосферного типа различного калибра.

ласти потока, на которую распространяется влияние стенок, т. е. уменьшив градиент $(du/dr)_{r \rightarrow R}$, можно уменьшить предельное значение скорости истечения смеси при заданном диаметре кратера или увеличить предельный диаметр кратера при одной и той же скорости истечения смеси.

Экспериментальные данные, характеризующие стабилизационную способность горелок различных конструкций в отношении проскока и отрыва, обычно обрабатываются в виде графиков предельной скорости истечения смеси (или предельного расхода смеси) в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

Пример такой графической зависимости дан на рис. 4-4 для случая сжигания природного газа в атмосферных горелках различного калибра. По оси ординат отложена скорость истечения газо-воздушной смеси из кратера горелок w_f , а по оси абсцисс — α_n — коэффициент расхода воздуха, т. е. количество первичного воздуха (в долях от теоретически необходимого), предварительно подмешиваемого к газу.

Линии Iа, Iб и Iв характеризуют максимальные форсировки трех исследованных горелок, имевших различный диаметр кратера. В тех случаях, когда значения w_f или α_n превышают критические для горелки данного калибра, наблюдается отрыв пламени. Наклон указанных линий свидетельствует о значительном снижении устойчивости горения

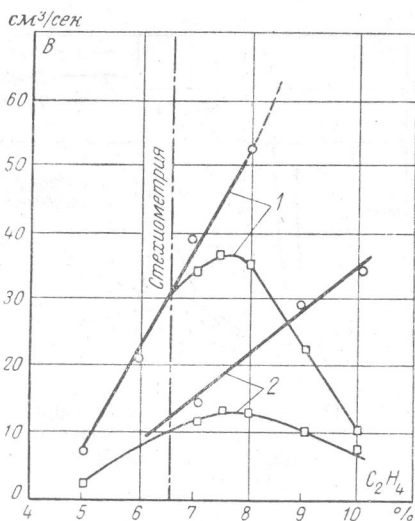


Рис. 4-5. Влияние контакта пламени с окружающим воздухом на устойчивость горения.

— горелки атмосферного типа; — горелки с сепаратором пламени; 1 — горелки $d=3,8$ мм; 2 — горелки $d=2,7$ мм.

атмосферных горелок по мере приближения состава смеси к $\alpha_{\text{п}}=1$, т. е. к стехиометрии.

Эта зависимость может показаться противоречащей теории нормального распространения пламени. Ведь известно, что у всех газозвудушных смесей максимальное значение скорости распространения пламени наблюдается, когда их состав близок к стехиометрическому (точнее, при некотором недостатке воздуха по сравнению с теоретически необходимым).

В действительности никакого противоречия нет.

При сгорании газа в горелке атмосферного типа с малой добавкой первичного воздуха необходимый для догорания вторичный воздух подмешивается из атмосферы. Газ, смешиваясь с вторичным воздухом у краев горелки, образует смеси различного состава, в том числе и такую, которая имеет максимальную скорость распространения пламени, что отражается положительно на устойчивости горения в целом.

С другой стороны, при сжигании в атмосферных горелках смесей, близких по составу к стехиометрическому или содержащих избыточ-

ное количество воздуха, примесь вторичного воздуха из атмосферы настолько разбавляет смесь вблизи от кратера горелки, что устойчивость зажигательного кольца в этом месте снижается, следствием чего и является отрыв всей зоны горения от кратера горелки.

В силу указанных соображений на практике к газу, сжигаемому в атмосферных горелках, подмешивают предварительно только 40—70% воздуха, необходимого для сгорания. Это выгодно не только потому, что в данном диапазоне $\alpha_{\text{п}}$ предельные значения ω_f сравнительно велики, а следовательно, меньше опасность отрыва. Кроме того, указанный диапазон $\alpha_{\text{п}}$ наиболее благоприятен с точки зрения предотвращения проскока. Например, для случая сжигания природного газа проскоки наблюдаются при $\alpha_{\text{п}} > 0,6$, о чем свидетельствует на рис. 4-4 местоположение кривых *IIa*, *IIб* и *IIв*, представляющих собой границы устойчивости горения с точки зрения проскоков. Точки графика, лежащие ниже этих кривых, относятся к режимам, при которых наблюдаются проскоки в горелку соответствующего калибра. Что же касается режимов, при которых $\alpha_{\text{п}} < 0,4$, то они также нежелательны, так как связаны с повышенными потерями тепла от химической неполноты горения, а следовательно, и с опасностью повышения концентрации окиси углерода в помещении, где работают горелки. При сжигании углеводородов такого рода режимы связаны с ярко-желтым свечением пламени. Возвращаясь к рассмотрению в качестве примера сжигания природного газа, обратим внимание на кривые *IIIa* и *IIIв* (рис. 4-4), фиксирующие значения $\alpha_{\text{п}}$, при которых начинают наблюдаться желтые края пламени.

Представление о том, как влияет на устойчивость горения газозвудушных смесей контакт пламени с окружающим воздухом, можно получить при рассмотрении графика, показанного на рис. 4-5. На этом графике кружками отмечены режимы, при которых наблюдается

отрыв открытого пламени, а квадратами — зрыв пламени в горелках с сепараторами, описанными в гл. II (рис. 2-5). Сопоставляя кривые, полученные в обоих случаях, нетрудно обнаружить, что они совпадают, когда количество воздуха, содержащееся в смеси, превышает теоретически необходимое для горения. Если же коэффициент избытка первичного воздуха меньше единицы, то линии расходятся, так как сепаратор нарушает контакт пламени с атмосферным воздухом и придает кривым устойчивости куполообразную форму, характерную для зависимости скорости распространения пламени от состава газозвудушных смесей. Этот график представляет интерес потому, что большинство промышленных горелок работает в топочных камерах, а не по принципу открытого (свободного) факела. По этой причине при сжигании газа в топочных камерах (особенно при розжиге горелок) необходимо следить за тем, чтобы не произошло нарушения устойчивости горения вследствие недостаточной подачи воздуха.

Переходим теперь к рассмотрению вопросов устойчивости пламени в турбулентном потоке, что связано с применением искусственной стабилизации, которую можно осуществить различными способами.

Очень эффективна искусственная стабилизация путем кольцевого подвода тепла к корневой части факела извне. Кольцевым запальником, расположенным вокруг кратера горелки, может служить накаливаемая электрическим током проволока или кольцевая пилотная («дежурная») горелка, устойчиво работающая при малой форсировке.

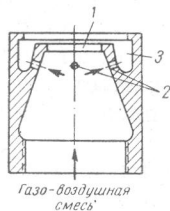


Рис. 4-6. Устройство для стабилизации пламени в турбулентном потоке.

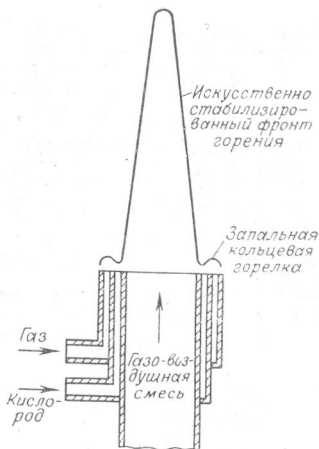


Рис. 4-7. Стабилизация пламени пилотной горелкой.

Один из способов размещения такого дежурного очага показан на рис. 4-6. Часть горючей смеси до истечения из кратера 1 горелки отводится через каналы 2 в кольцевое пространство 3, благодаря чему по периферии основного потока формируется кольцо спокойного пламени, не отрывающегося при повышении расхода смеси [Л. 40]. Практика показывает, что такое кольцевое пламя обладает еще большим стабилизирующим действием, если дежурный очаг пламени выполнить путем раздельной (концентрической) подачи к кратеру основной горелки горючего газа и кислорода (или водорода и воздуха), как показано на рис. 4-7. Однако стабилизация горения пилотным пламенем применяется довольно редко.

При сжигании газа в топках котлов и в печах широкое распространение получил способ стабилизации горения аэродинамической рециркуляцией. В данном случае при помощи стабилизатора (огнеупорного туннеля или симметричного относительно оси тела плохо обтекаемой формы) создаются условия для рециркуляции части высокотемпературных продуктов сгорания к корню факела. Этим путем обеспечивается непрерывное зажигание газозвудушной смеси и предотвращается отрыв пламени от кратера горелки.

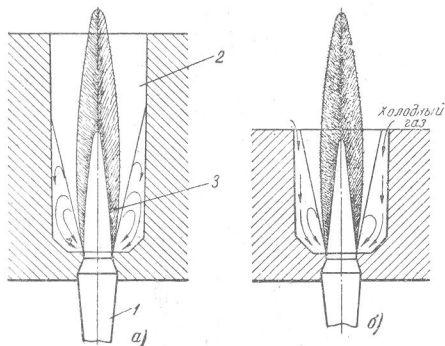


Рис. 4-8. Схема работы туннельной горелки предварительного смешения.

а — туннель нормальной длины; б — укороченный туннель.

Подробнее процессы, происходящие в туннельной горелке, будут рассмотрены в гл. IX, а здесь остановимся лишь на принципе действия огнеупорных туннелей как стабилизаторов.

Типовая туннельная горелка схематически изображена на рис. 4-8,а. Газо-воздушная смесь поступает из смесителя 1 в огнеупорный туннель 2, где она сгорает с образованием конусообразной зоны горения 3.

При поступлении из смесителя в огнеупорный туннель струя газо-воздушной смеси перестает соприкасаться со стенками. Это происходит вследствие того, что диаметр туннеля значительно, обычно в 2—3 раза, превышает диаметр кратера, т. е. выходного сечения смесителя. При истечении смеси в туннель, где уже идет горение, разрежение, которое образуется вокруг корня струи, вызывает обратное движение (рециркуляцию) части нагретых продуктов горения, как это показано на рисунке изогнутыми стрелками.

Опыт показывает, что процесс горения протекает в туннельной горелке наиболее устойчиво при интенсивном накале стенок, служащих хорошим аккумулятором тепла высокого потенциала. Если стенки туннеля не накалены, то пределы устойчивости горения сужаются и даже кратковременные неблагоприятные изменения режима движения сжигаемой газо-воздушной смеси могут привести

к полному отрыву пламени. В туннелях с накаливаемыми стенками при этих же условиях, наоборот, полный отрыв пламени может не произойти; если состав смеси выравнивается раньше, чем охладилась стенка туннеля, то газо-воздушная струя воспламеняется от стенок и пламя вновь занимает прежнее устойчивое положение.

Отрыв пламени в горелках предварительного смешения с накаливаемыми огнеупорным туннелем происходит лишь в случаях нарушения теплового баланса на поверхности контакта между холодной струей и высоконагретыми продуктами горения, циркулирующими у кратера горелки. Удельное количество физического тепла, которое генерируется реакцией горения в результате контакта смеси с рециркулирующими газами, должно превышать удельное количество тепла, отдаваемого из зоны горения в струю на границе раздела. Отрыв пламени наступает, когда это условие нарушается. Такое положение создается в тех случаях, когда состав сжигаемой газо-воздушной смеси слишком сильно отклоняется в ту или другую сторону от стехиометрии, а также при чрезмерном увеличении скорости истечения смеси (подробнее см. гл. IX).

Длина туннеля обычно принимается равной $2,4 D_T$, где D_T — диаметр туннеля, так как в коротком туннеле возможен присос газов извне (рис. 4-8,б), способный ослабить устойчивость горения, если температура присасываемых газов недостаточно велика. Если же сжигается газ, имеющий высокую температуру горения, то иногда укорочение туннеля приносит пользу. В таких случаях присос нагретых газов из топки, не отражаясь заметно на устойчивости горения, может несколько смягчить температурный режим стенок огнеупорного туннеля и предотвратить их оплавление.

Еще сравнительно недавно высказывалось мнение, что, несмотря на высокое объемное тепловыделение, горелки предварительного смешения «являются устройствами,

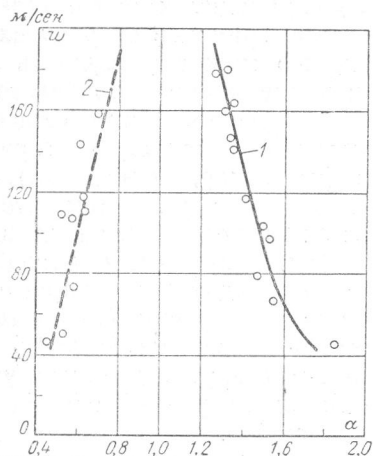


Рис. 4-9. Пределы устойчивости горения смеси городского газа с воздухом в туннельной горелке с диаметром кратера 18 мм.

работающими на малых (пористая насадка) и средних (туннели) форсировках», т. е. с низкими теплотонапряжениями сечения [Л. 41], причем в качестве одного из основных мотивов ограничения верхнего предела нагрузок для горелок рассматриваемого типа выдвигалась неустойчивость кинетического очага горения при сильно развитой турбулентности потока, якобы имеющая место в горелках предварительного смешения.

В противоположность этому экспериментальные работы автора данной книги показали, что форсировочные возможности туннельных горелок предварительного смешения при сжигании многих технических газов очень велики, так как рециркуляция нагретых продуктов горения вокруг корневой части газо-воздушной струи, поступающей в туннель, является очень мощным средством обеспечения непрерывности зажигания.

Результаты указанных работ, посвященных определению пределов устойчивости горения (зажигания) смеси городского газа (московского) с воздухом в туннельной горелке [Л. 42], показаны на рис. 4-9. На графике по оси абсцисс отложены коэффициенты избытка воздуха, а по оси ординат — скорости истечения газо-воздушной смеси из кратера диаметром 18 мм в туннель диаметром 48 мм. Кри-

вые 1 и 2 характеризуют режимы, при которых наблюдались нарушения устойчивости горения. Кривая 1 представляет собой нижний предел устойчивости и показывает, при каких значениях коэффициента избытка воздуха и скорости истечения смеси наблюдаются предельные пульсации, обусловленные чрезмерной подачей воздуха в смеситель. Кривая 2 характеризует верхний предел устойчивости, а именно — моменты выноса пламени из туннеля вследствие недостаточного содержания воздуха в смеси*. Между линиями 1 и 2 находится область устойчивых режимов.

Характер кривых показывает, что с увеличением форсировки диапазон допустимых избытков воздуха постепенно сужается. Однако этот диапазон остается значительным даже при весьма высоких скоростях истечения газо-воздушной смеси. Устойчивое горение в указанной горелке наблюдалось при скорости истечения смеси, доходившей до 260 м/сек (близкой к скорости звука). Тепловое напряжение поперечного сечения туннеля доводилось при этом до 85 млн. ккал/м²·ч, что в 10—20 раз превышает форсировки туннельных горелок, применяемые в настоящее время в практике газоиспользования. Однако это отнюдь не означает, что всегда следует стремиться к работе с форсировками, приближающимися к предельным. Поскольку для многих технических газов предельные форсировки туннельных горелок очень высоки, рабочие форсировки можно выбрать из технико-экономических соображений, подсчитывая минимум суммарных затрат на сооружение установки и на ее эксплуатацию. Соображения об устойчивости горения (без отрыва) приходится прини-

* Если в зону рециркуляции продуктов горения подсасывается хотя бы небольшое количество воздуха из атмосферы, кривая 2 резко сдвигается в левую сторону вплоть до того, что в некоторых случаях верхний предел устойчивости перестает существовать (как в горелках атмосферного типа).

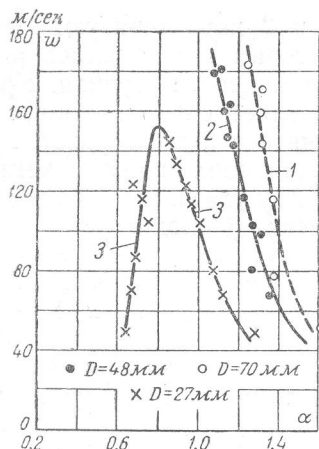


Рис. 4-10. Зависимость пределов устойчивости горения от конфигурации туннеля.

мать во внимание, например, в тех случаях, когда необходимо сжигать большие количества газа в горелках малого поперечного сечения. Несколько улучшить стабилизирующую способность туннельной горелки можно путем изменения размеров туннеля.

Для изучения этой возможности нами был проведен ряд опытов по исследованию влияния геометрических факторов на устойчивость горения газо-воздушных смесей. Одним из аспектов данной работы было выявление связи между устойчивостью горения и соотношением размеров горелочного туннеля. С этой целью были определены границы устойчивого зажигания в туннельных горелках, имевших кратер одинакового диаметра ($d = 18$ мм), а туннель — различного диаметра ($D = 27, 48$ и 70 мм). Таким образом, отношение D/d варьировалось от 1,5 до 3,9. Результаты опытов приведены на рис. 4-10. Кривые 1, 2 и 3 (правая ветвь) характеризуют режимы, при которых наблюдались предсрывные явления, обусловленные чрезмерным избытком воздуха. Кривая 2 относится к обычно применяемому соотношению $D/d \approx 2,66$. Сравнивая положение кривых 1 и 2, можно видеть, что увеличение D/d до 3,9 немного расширяет область устойчивых режимов. В противоположность этому уменьшение D/d до 1,5 (кри-

вая 3) приводит к более резкому изменению границ в сторону их сужения, что может затруднить розжиг и поддержание устойчивого горения, особенно при сжигании сравнительно медленно горящих газов (например, природного). Положение усугубляется тем, что недостаточная подача воздуха в горелку (см. левую ветвь кривой 3) также приводит к нарушению устойчивости горения. Следовательно, горение газа при $D/d \approx 1,5$ возможно лишь внутри довольно узкой области, оконтуренной обеими ветвями кривой 3.

Особенно остро ставится вопрос об устойчивости горения при сжигании так называемых бедных газов, содержащих высокий процент балласта. Актуальность этого вопроса связана с необходимостью использования в качестве топлива (или сжигания с целью обезвреживания) отбросных газов, получающихся в больших количествах на некоторых предприятиях, например на химических, сажевых и других заводах. Указанные газы в большинстве случаев принадлежат к категории медленно горящих газов и вопрос о возможности их устойчивого сжигания является весьма сложным. Его можно решать только на базе комплексного анализа следующих факторов: физико-химических (горючие свойства газа), режимных (начальная температура газа и воздуха, диапазон допустимого изменения избытков воздуха и скоростей истечения смеси) и конструктивно-аппаратурных (стабилизирующая способность газовой горелки).

Для суждения о том, будет ли гореть смесь интересующего нас бедного газа с воздухом, необходимо определить экспериментально пределы устойчивости горения данной смеси в конкретном газогорелочном устройстве. С этой целью фиксируются критические значения коэффициента избытка воздуха ($\alpha_{кр}$) и скорости истечения газовой смеси ($w_{кр}$), при которых наблюдаются явления отрыва пламени. На основании полученных опытных данных в координатах w и

а строятся графики, аналогичные тем, которые приведены на рис. 4-9 или 4-10.

Характер куполообразных кривых $w=f(\alpha)$ зависит от стабилизирующей способности горелочного устройства.

Поясним это положение графиком, представленным на рис. 4-11, а. Допустим, что кривая 1 характеризует пределы устойчивости горения (по отношению к отрыву) некоторого конкретного газа в горелке, плохо стабилизирующей горение. В отличие от этого кривая 2 дает представление о форсировочных возможностях другой горелки, обладающей значительно более высокой стабилизирующей способностью. Таким образом, улучшая стабилизионные свойства горелки, мы можем менять наклон срывных кривых, но их местоположение по отношению к оси абсцисс фиксируется точками A и B , которые являются ни чем иным, как пределами воспламеняемости.

Следует иметь в виду, что увеличение содержания балласта в газе приводит к сужению пределов воспламеняемости, а соответственно и пределов устойчивости горения. Кривая 4 на рис. 4-11, а характеризует смеси сильно забалластированного газа с воздухом, которые обладают чрезвычайно узкими пределами устойчивости горения.

Проведенные автором опыты по сжиганию воздушных смесей городского газа (московского), разбавленного охлажденными продуктами горения, показали, что увеличение содержания балласта в сжигаемом газе приводит к значительному снижению устойчивости горения. Например, при четырехкратном разбавлении городского газа инертным устойчивое сжигание газо-воздушной смеси, поступающей в туннель небольшого калибра со скоростью w_0 выше 140—150 м/сек, вообще неосуществимо. При меньшей скорости истечения такой смеси из кратера (70—80 м/сек) устойчивое горение возможно, но в весьма узком диапазоне изменения коэффициента избытка воздуха (примерно до 1,2) [Л. 43].

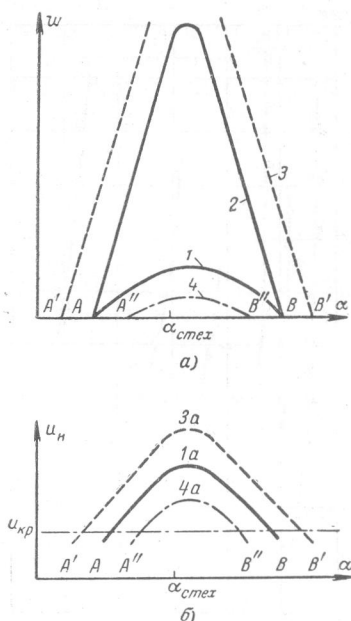


Рис. 4-11. Стабилизационная способность горелок.

а — характер зависимости пределов устойчивости горения от состава газо-воздушной смеси и от стабилизионной способности горелки; б — характер зависимости скорости распространения пламени от избытка воздуха для различных газов.

Возвращаясь к рассмотрению рис. 4-11, а, отметим, что раздвинуть пределы устойчивости горения, как это показано пунктиром 3, можно, улучшая горючие свойства рассматриваемого газового топлива, т. е. меняя соответствующим образом его состав или увеличивая температуру газо-воздушной смеси, поступающей из смесителя в камеру горения.

Для того чтобы оценить влияние начального подогрева смесей на устойчивость их горения в туннелях, В. И. Андреевым под руководством автора был проведен комплекс опытных работ. Результаты исследования устойчивости горения метано- и водородо-воздушных смесей (холодных и подогретых) в туннельной горелке небольшого калибра показаны на рис. 4-12. Из сравнительного анализа взаиморасположения кривых 1—6 видно, во-первых, что границы устойчивого горения у водородо-воздушных смесей при прочих равных условиях ($w_0 = \text{const}$; $t_{\text{нач}} = \text{const}$) гораздо шире, чем у метано-воздушных сме-

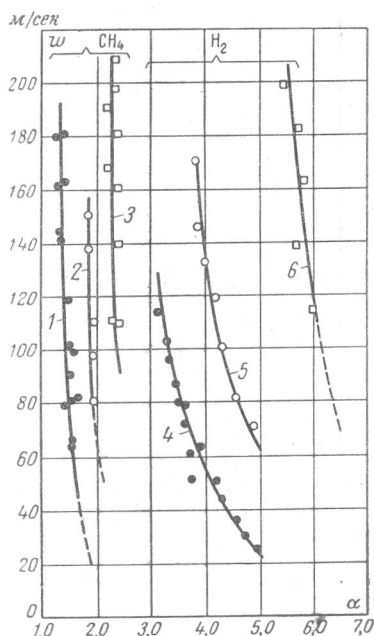


Рис. 4-12. Пределы устойчивости горения метано-воздушных и водородо-воздушных смесей.

● — подогретых до 20° С, ○ — до 200° С, □ — до 390—400° С.

сией; во-вторых, что воздушные смеси городского газа, основными компонентами которого являются CH_4 и H_2 , должны занять промежуточное положение; в-третьих, что начальный подогрев смеси расширяет границы устойчивого горения, особенно при сжигании водородо-воздушных смесей [Л. 44].

Результаты этих опытов показаны также на рис. 4-13, где по оси абсцисс отложены логарифмы пред-

отрывных значений скорости w_0 , взятых из рис. 4-12, а по оси ординат — логарифмы значений нормальной скорости распространения пламени, полученных экспериментально (методом горелки) для газоз-воздушных смесей предельного (предотрывного) состава. Линия 1 построена по точкам, полученным при горении холодных метано-воздушных смесей. Весьма близко к ней расположены линии 2 и 3 (особенно 2), относящиеся к опытам по сжиганию тех же смесей, но подогретых соответственно до 200 и 400° С. Особый интерес представляет тот факт, что очень близко к линии 1 (если не учитывать двух-трех выпавших точек) примкнули также линии 4 и 5, которые характеризуют устойчивость горения водородо-воздушных смесей, имеющих начальную температуру соответственно 20 и 200° С. Все линии на рис. 4-13 расположились по отношению к оси абсцисс примерно под одинаковым углом (~30°). Из рассмотрения графика, представленного на рис. 4-13, можно сделать весьма важный вывод о том, что нормальная скорость распространения пламени является косвенной характеристикой устойчивости горения газоз-воздушных смесей (подробнее см. [Л. 43]).

В соответствии с этим выводом на рис. 4-11,б жирной сплошной линией 1а условно показана характеристика горючих свойств газа (о котором шла речь при рассмот-

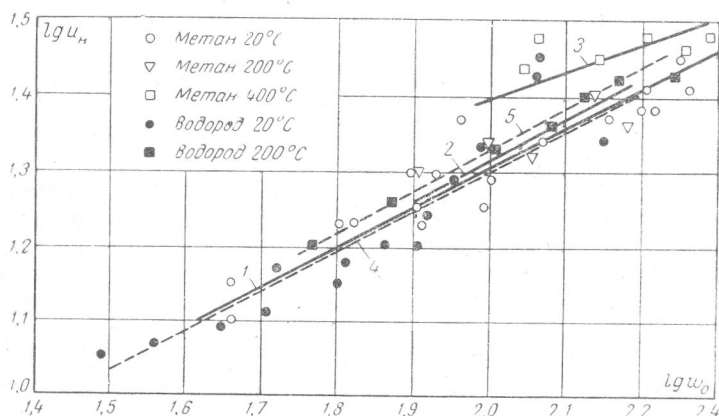


Рис. 4-13. Изменение предельной скорости истечения газоз-воздушной смеси в зависимости от нормальной скорости распространения пламени.

рении рис. 4-11,а) смешанного с воздухом в различной пропорции. Линия 3а примерно показывает, что скорость распространения пламени увеличивается пропорционально начальной абсолютной температуре смеси T в степени от 1,7 до 2. Линия 4а показывает характеристику газа с наивысшим содержанием балласта. Тонкой горизонтальной линией на рис. 4-11,б дано предельное значение $u_{кр}$, определяемое экспериментально как минимум, до которого можно снижать скорость распространения пламени без ущерба для устойчивости горения в горелке данной конструкции. Положение этой горизонтальной линии по высоте зависит от стабилизационной способности газогорелочного устройства. Чем лучше стабилизирует горелка процесс горения, тем ниже расположена эта горизонтальная линия, тем шире пределы устойчивой работы горелки (без отрыва пламени), и, следовательно, меньше ее чувствительность к колебаниям состава газа и избытка воздуха. Рассматривая куполообразные кривые 1а, 3а и особенно 4а в совокупности с горизонтальной линией, характеризующей стабилизационную способность горелки, нетрудно убедиться в том, что для сжигания сильно забалластированных газов необходимо разрабатывать газогорелочные устройства, имеющие высокую стабилизационную способность (подробнее см. стр. 176). Одновременно с этим необходимо также стремиться к увеличению нормальной скорости распространения пламени (например, путем повышения начальной температуры смеси) [Л. 45].

Особо должен решаться вопрос в тех случаях, когда задачей является окисление горючих компонентов, содержащихся в газе в малых количествах (меньше нижнего предела воспламенения).

Рассмотрим с этой точки зрения кривые 4 и 4а на рис. 4-11. Достаточно хотя бы немного повысить содержание балласта в газе, характеризуемом этими кривыми, и смесь вообще перестанет воспламеняться при любых избытках воздуха (не

только в потоке, но даже и в неподвижном состоянии). Окисление таких невоспламеняющихся смесей* можно осуществлять двумя путями: на поверхности каталитически активных веществ или за счет подогрева от постороннего источника тепла**.

Окисление водорода и окиси углерода на поверхности каталитически активных материалов подробно изучалось в ЭНИН М. Б. Равичем и Б. А. Захаровым [Л. 47]. М. Б. Равич предложил применять каталитически активные огнеупорные насадки при дожигании различных отходящих газов сажевого производства. К сожалению, в этом предложении газы не дифференцировались с точки зрения их способности устойчиво гореть в факеле. Не учитывался также такой важный факт, что смеси бедных газов с воздухом, способные воспламеняться, могут весьма интенсивно и практически нацело сгореть в факеле, не нуждаясь в каталитических ускорителях (см. стр. 176). Иное дело невоспламеняющиеся газы, содержащие, например, лишь 1,7% окиси углерода, 0,6% метана и несколько граммов на 1 м³ тяжелых углеводородов (остальное — балласт). Такие газы действительно можно окислить только с помощью катализаторов, что и делается, в частности, на ряде французских предприятий каталитического крекинга и сажевого производства с целью обезвреживания воздушного бассейна и получения технологического пара [Л. 48].

Западно-германские фирмы «Degussa» и «Benno Schilde Maschinenbau A. G.» также выпускают установки для каталитического окисления при температуре 250 —

* Технологические процессы получения продуктов низкотемпературного окисления углеводородо-воздушных смесей на катализаторах здесь не рассматриваются.

** Такой подогрев возможен, например, за счет рекуперации тепла продуктов горения (в основном другого топлива) или при подаче невоспламеняющейся смеси непосредственно в топку, накалившую высокотемпературным источником тепла (например, мощным факелом природного газа) [Л. 46].

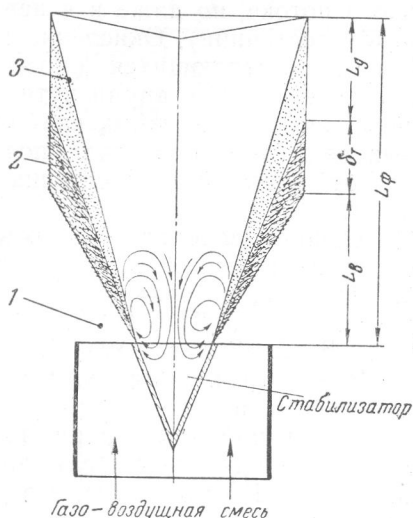


Рис. 4-14. Стабилизация открытого пламени телом V-образной плохо обтекаемой формы.

300°С вредных соединений, содержащихся в уходящих газах некоторых химических производств [Л. 49].

Интересно отметить, что опыты по окислению метано-воздушных смесей, содержащих не более 1% метана (так называемого шахтного метана), были проведены в Казахском НИИ энергетики. Опыты показали, что каталитический эффект обнаруживается в этих условиях при активации сильно развитой поверхностью таким сильным катализатором, как платина. Учитывая это обстоятельство, авторы данного исследования пришли к заключению, что практически единственным технически реализуемым путем использования шахтного метана является проведение реакции при высокой температуре (порядка 1000°С) [Л. 50].

В ряде практических случаев (например, в камерах горения газовых турбин и реактивных двигателей) применение керамических материалов для изготовления стабилизаторов нежелательно, поэтому стабилизаторы выполняются в виде тел плохо обтекаемой формы.

Исследования работы таких стабилизаторов показали, что наилучшие результаты получаются при размещении в потоке сжигаемой газо-воздушной смеси V-образных тел плохо обтекаемой формы (см., например, [Л. 27]).

На рис. 4-14 показано, какую форму имеет пламя в горелке с V-образным ста-

билизатором, установленном в центре турбулентного потока газо-воздушной смеси, сжигаемой в открытом пространстве. Здесь, по аналогии с рис. 3-9, можно различать зону 1, где движется еще не воспламененная смесь, зону воспламенения 2 и границу 3 завершения горения; продольные размеры указанных зон также можно обозначить соответственно L_b , δ_r и L_d . Воспламенение смеси начинается по периметру конического стабилизатора, позади которого образуются рециркуляционные потоки горячих продуктов горения.

Рассмотрим работу этих стабилизаторов более подробно, поскольку по принципу действия они близки к стабилизаторам туннельного типа. Различие заключается лишь в том, что в туннельных горелках рециркулирующие продукты горения зажигают газо-воздушную струю по периферии ее корневой части, а в случае осесимметричных стабилизаторов продукты горения циркулируют внутри газо-воздушной струи. Важно отметить, что во втором случае потери тепла конвекцией от циркулирующих продуктов горения в окружающее пространство отсутствуют. Это обстоятельство облегчает составление упомянутого ранее теплового баланса, в расходную часть которого входит тепло, отдаваемое из зоны горения в струю на границе раздела, а в приходную часть — тепло, которое генерируется реакцией горения в результате контакта смеси с рециркулирующими газами.

К данному случаю Л. Н. Хитриным и С. А. Гольденбергом было применено уравнение (1-16), причем вместо температуры стенки T_s в него была подставлена температура циркулирующих газов, которая близка к температуре горения T_r . Таким путем было получено следующее выражение [Л. 7]:

$$\frac{Nu}{d} = \frac{1}{T_r - T_0} \sqrt{\frac{2q}{\lambda} \int_{T_\xi}^{T_r} W(C, T) dT}. \quad (4-1)$$

Далее температура граничного слоя газа T_ξ была отождествлена с температурой, при которой в смеси начинается заметное развитие реакции. Тогда на основании теории распространения пламени получается:

$$\frac{1}{c_p (T_r - T_0)} \sqrt{\frac{2q}{\lambda} \int_{T_\xi}^{T_r} W(C, T) dT} \approx \psi m, \quad (4-2)$$

где m — массовая скорость распространения пламени;

ψ — коэффициент, близкий к единице, учитывающий возможные отклонения процесса от принятой схемы расчета.

Принимая во внимание, что массовая скорость распространения пламени m , как уже указывалось, равна линейной скорости

распространения пламени u_n , умноженной на плотность смеси ρ , получим:

$$\frac{Nu}{d} = \frac{c_p}{\lambda} \psi m = \psi \frac{c_p \rho}{\lambda} u_n, \quad (4-3)$$

где достаточно заменить $\lambda/c_p \rho$ на коэффициент температуропроводности, чтобы получить уравнение

$$Nu_{кр} = \psi \frac{u_n d}{a}, \quad (4-4)$$

где $Nu_{кр}$ — критерий Нуссельта на пределе отрыва;

d — определяющий размер стабилизатора (в случае конической формы этим размером является диаметр основания конуса);

u_n — нормальная скорость распространения пламени;

a — коэффициент температуропроводности смеси.

Из теории теплообмена известно, что величина Nu связана с критерием Рейнольдса. Для случаев, близких к рассматриваемым, обычно эта связь имеет вид:

$$Nu = A Re^n. \quad (4-5)$$

Подставляя выражение Nu в уравнение (4-4) и решая его относительно Re , имеем:

$$Re_{кр} = \left(\frac{1}{A} \right)^{\frac{1}{n}} \left(\frac{u_n d}{a} \right)^{\frac{1}{n}}. \quad (4-6)$$

Данный случай можно уподобить так называемой внешней задаче конвективного теплообмена. При обтекании шарообразных тел газом в интервале значений критерия Рейнольдса от 150 до 30 000 теплообмен, как установил Д. Н. Ляховский [Л. 51], подчиняется равенству

$$Nu = 0,62 Re^{0,5}. \quad (4-7)$$

Воспользовавшись этими опытными данными, примем n в уравнении (4-6) равным 0,5. Тогда

$$Re_{кр} = \frac{1}{A^2} \left(\frac{u_n d}{a} \right)^2 \quad (4-8)$$

или

$$\frac{\omega_{кр} d}{\nu} = \text{const} \left(\frac{u_n d}{a} \right)^2, \quad (4-9)$$

где ν — коэффициент кинематической вязкости сжигаемой смеси.

Выразив предельную скорость истечения смеси в явном виде и приняв во внимание, что числовые значения ν и a , как это следует из кинетической теории газов, можно принять равными, получим выражение

$$\omega_{кр} = \text{const} \frac{u_n^2 d}{a}, \quad (4-10)$$

из которого видно, что для рассматриваемого случая стабилизации зажигания те-

лами плохо обтекаемой формы предельная скорость истечения смеси обратно пропорциональна коэффициенту температуропроводности смеси и прямо пропорциональна $u_n^2 d$. Следовательно, выражение (4-10) также свидетельствует о том, что нормальная скорость распространения пламени является косвенной характеристикой горючей смеси с точки зрения устойчивости ее горения.

Попутно интересно выяснить вопрос о том, как зависят границы устойчивой работы стабилизаторов от температуры сжигаемой смеси. Если принять согласно опытными данным Даггера [Л. 21], что в первом приближении u_n растет пропорционально температуре в степени 1,7, а температуропроводность — пропорционально температуре в степени 1,75, то, как показано в работе [Л. 52], уравнению (4-7) можно придать вид:

$$\omega_{кр} = \text{const} \frac{(u_n^2)_0 d}{a} \left(\frac{T}{T_0} \right)^{1,65}, \quad (4-11)$$

где T и T_0 — два различных значения абсолютной температуры смеси.

Целесообразно T_0 принять равной 273° К и воспользоваться соответствующими этой температуре значениями u_n и a .

Экспериментально зависимость пределов устойчивой работы стабилизаторов от начальной температуры смеси была изучена В. И. Андреевым и Л. А. Володиной (ЭНИН). Опыты показали [Л. 53], например, что пламя подогретой до 100° С метано-воздушной смеси, вытекающей из трубки диаметром 18 мм со скоростью 80 м/сек, срывается со стабилизатора диаметром 7 мм при коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1,18$, тогда как подогрев смеси до 400° С (при неизменной скорости истечения) увеличивал значение α примерно до 1,65. Пламя холодной метано-воздушной смеси при такой скорости истечения стабилизировать не удавалось. Его стабилизация осуществлялась лишь при значительно меньших скоростях истечения смеси: при $\omega = 60$ м/сек пламя стабилизировалось в очень узких пределах (от $\alpha = 0,97$ до $\alpha = 1,15$). Указанный интервал становится более широким (от $\alpha = 0,82$ до $\alpha = 1,4$) только при скоростях истечения смеси порядка 30 м/сек.

Обработка опытных данных по отрыву пламени в туннельных горелках позволила А. С. Иссерлину [Л. 54] предложить следующую зависимость:

$$\omega_{отр} = c_1 \frac{u_n^{1,5}}{\alpha^2} \sqrt{\frac{D_T}{a}},$$

где $\omega_{отр}$ — скорость истечения газо-воздушной смеси из кратера горелки, при которой наблюдается отрыв пламени, м/сек;

c_1 — опытный коэффициент, равный $0,575 \cdot 10^2$;

u_n — нормальная скорость распространения пламени, м/сек;

D_T — диаметр туннеля, равный 2,5 диаметрам кратера горелки, м;

a — коэффициент температуропроводности, $m^2/ч$.

Явление отрыва пламени наблюдается при форсированной работе горелок, главным образом при сжигании газов, имеющих сравнительно невысокую скорость распространения пламени (например, природного газа с высоким содержанием метана или генераторного газа с высоким содержанием балласта).

Рассмотрим нарушение устойчивости горения второго вида, т. е. проскоки пламени в смеситель. Ознакомимся с опытными и практическими данными, характеризующими условия, при которых происходят проскоки в горелках предварительного смешения различных типов.

Проскоки чаще всего происходят при сжигании быстро горящих смесей со сравнительно невысокими форсировками горелок. По данным А. С. Иссерлина [Л. 54], скорость истечения газо-воздушной смеси из кратера туннельной горелки, при которой наблюдается проскок пламени ($\alpha \approx 1,0$), можно подсчитать по формуле $\omega_{пр} = c_2(u_n)^2 \frac{d}{a}$, где c_2 —

опытный коэффициент, равный $7,75 \cdot 10^{-3}$; d — диаметр кратера, м; a — коэффициент температуропроводности смеси, $m^2/ч$.

Повышение начальной температуры газо-воздушной смеси облегчает проскоки пламени. В этих случаях для предотвращения проскоков приходится несколько повышать скорость истечения из кратера горелки по сравнению с работой на холодных смесях.

Для того чтобы конкретизировать это положение, рассмотрим результаты исследований автора, проведенных в ЭНИН под руководством М. Б. Равича и позволивших установить возможность значительного повышения температуры газо-

воздушной смеси, сжигаемой в туннельных горелках [Л. 55, 56]. Результаты указанных исследований были использованы Стальпроектом при разработке конструкций горелок предварительного смешения типов Н и П, получивших широкое применение для сжигания подогретого газа с подачей подогретого воздуха [Л. 57].

Первоначально несколько серий опытов было проведено с городским газом, содержащим (в процентах по объему): 8,75—20,0 H_2 ; 8,65—15,05 C_nH_m ; 9,15—16,1 CO ; 13,65—21,4 CH_4 ; 0,5—2,3 O_2 ; 5,6—8,7 CO_2 ; 27,0—47,8 N_2 . Исследованию были подвергнуты следующие горелки с кратером диаметром 18 мм: шамотная, стальная и стальная с водяным охлаждением. Горелки исследовались в экспериментальной камере, причем предварительное смешение газа с подогретым воздухом осуществлялось в смесителе, состоявшем из сопла и смесепровода диаметром 25 мм. Воздух поступал в горелку под давлением 400—500 мм вод. ст. через электрический подогреватель и инжектировал городской газ, подававшийся в смеситель под меньшим давлением (120—240 мм вод. ст.). В процессе опытов фиксировались значения температуры смеси и скорости истечения из кратера, при которых происходил проскок (коэффициент избытка воздуха α поддерживался в пределах от 1,02 до 1,08).

Результаты исследования стальных горелок показаны на рис. 4-15. Кривая 1 иллюстрирует работу неохлаждаемой горелки, указывая границы допустимого подогрева газо-воздушной смеси в зависимости от скорости ω_0 ее истечения из кратера, отнесенной к $0^\circ C$. Из рассмотрения кривой видно, что при $\omega_0 \approx 4$ м/сек проскок пламени происходит при подогреве всего лишь до 130 — $135^\circ C$. Повышение скорости истечения ω_0 до 14 — 18 м/сек позволяет нагревать смесь до более высокой температуры, так как проскок происходит лишь при нагреве смеси до 460 — $510^\circ C$, осуществлявшемся путем подогрева воздуха до 680 — $710^\circ C$.

В целях проверки целесообразности охлаждения кратера была проведена серия опытов по сжиганию газа в горелке с охлаждаемым водой кратером.

Результаты исследования представлены также на рис. 4-15 (нижняя кривая 2). Нетрудно видеть, что водяное охлаждение горелки несколько улучшает ее работу при малых тепловых нагрузках, позволяя повысить допустимую температуру подогрева газозвушной смеси. Однако коренное различие не охлаждаемой и охлаждаемой горелок сказывается при повышенных расходах газа в горелке. При скоростях истечения смеси порядка 12 м/сек и выше в охлаждаемой горелке проскоки не происходят даже при нагреве смеси до 560° и воздуха — до 760° С.

Аналогичные опыты, проведенные с газом, содержащим большой процент CH_4 (до 80%), показали, что тогда характер зависимости иной. При скорости истечения смеси из кратера w_0 , отнесенной к 0° С, равной ~4 м/сек и выше, проскоки пламени в смеситель не наблюдаются даже при подогреве воздуха до 700° С, обеспечивающем подогрев смеси до 430—485° С. Проскоки, сопровождающиеся звонким хлопком, имели место только при скорости истечения w_0 , сниженной до 2,5—3,0 м/сек в условиях подогрева смеси до 440—500° С.

Рассмотрим также результаты исследования процесса горения газа подземной газификации в горелке предварительного смешения, имевшей водоохлаждаемый кратер диаметром 65 мм. Сжигавшийся газ имел следующий состав (в процентах по объему): $\text{H}_2=14,6 \div 18,6$; $\text{CO}=3,0 \div 5,4$; $\text{H}_2\text{S}=2,0$; $\text{CH}_4=1,0$; $\text{O}_2=0,2$; $\text{CO}_2=17,2 \div 18,2$; $\text{N}_2=55,4 \div 60,2$; низшая теплота сгорания находилась в пределах от 700 до 800 ккал/м³. Результаты исследования [Л. 58] сводятся к следующему:

1. Рекуперативный подогрев воздуха до 500—580° С не приводил к проскокам пламени в смеситель при скорости истечения смеси из кратера порядка 25—45 м/сек (в пересчете на 0° С — 15—22 м/сек) и

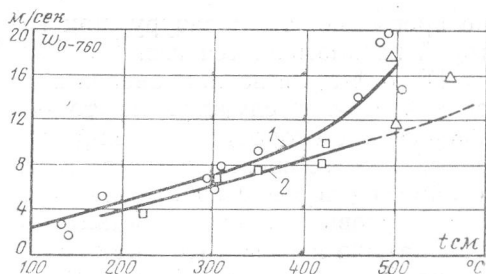


Рис. 4-15. Изменение предела допустимого подогрева смеси городского газа с воздухом в зависимости от пересчитанной на нормальные условия скорости истечения газозвушной смеси из кратера стальной горелки $d=18$ мм.

о — проскоки в не охлаждаемой горелке; Δ — работа горелки с водяным охлаждением без проскоков; $\square$ — проскок в горелке с водяным охлаждением.

коэффициенте избытка воздуха $\alpha=1,06 \div 1,08$.

2. Проскоки пламени в смеситель наблюдались лишь при подогреве воздуха до 630—700° С.

Из приведенных выше экспериментальных и практических данных видно, что работу горелок предварительного смешения можно успешно сочетать с подогревом сжигаемого газа и воздуха, необходимого для горения. Для такого сочетания необходимо лишь правильно выбрать рабочий диапазон скоростей истечения смеси, исходя из соображений недопустимости проскоков пламени в смеситель.

От проскоков пламени следует отличать нарушения нормальной работы горелок предварительного смешения, наблюдающиеся при подогреве компонентов газозвушной смеси до температур, близких к температуре самовоспламенения сжигаемого газа или превышающих ее. Как уже указывалось, применение горелок предварительного смешения в этих условиях невозможно вследствие того, что газ воспламеняется при встрече с воздухом, т. е. процесс горения начинается не в туннеле, а в смесителе. Следует иметь в виду, что самовоспламенение в смесителе может иметь место при слишком высоком подогреве одного из компонентов смеси (газа или воздуха) даже в тех случаях, когда расчетное значение температуры смеси

не превышает температуру, при которой воспламеняется газ.

Поводом для возникновения проскоков может служить не только уменьшение скорости истечения или изменение горючих свойств смеси (например, в результате ее подогрева или повышения содержания водорода), но и недостаточное охлаждение выходной части смесителя или недостаточная равномерность поля скоростей смеси при ее истечении из кратера.

Закономерности локализации зон горения не следует смешивать с закономерностями движения пламени вдоль трубы. Поэтому нельзя признать целесообразным появившиеся в литературе рекомендации по расчету минимальной производительности горелок предварительного смешения на базе табличных значений скорости равномерного распространения пламени с поправками, учитывающими влияние температуры смеси K_t и диаметра трубы K_d . О неправомерности такого подхода к расчету свидетельствует хотя бы тот факт, что близкие к действительным значения минимальной скорости истечения смеси получаются только в том случае, когда поправка K_t взята на условную температуру 300°C . Это значение температуры ничем не обосновано, поскольку речь идет о сжигании неподогретых смесей (см. примерный расчет на стр. 58 в работе [Л. 59]).

Нуждаются в оговорках и рекомендации [Л. 60], согласно которым устойчивость горения (с точки зрения проскоков) характеризуется значениями так называемой «видимой» скорости распространения пламени», которая понимается как скорость истечения смеси, при которой наблюдается проскок пламени в какой-то конкретной горелке. Опытные цифровые данные такого рода, конечно, представляют несомненный интерес. Однако необходимо стремиться к разграничению причин, по которым получают проскоки, так как от этого зависит выбор средств по борьбе с ними (изменение горючих свойств смеси, улуч-

шение аэродинамики потока, охлаждение кратера горелки и т. п.). Если же вводить понятие «видимая скорость распространения пламени», то различие между указанными принципами затушевывается, примером чего может служить трактовка А. В. Арсеевым [Л. 61], а вслед за ним и Л. А. Кузнецовым [Л. 62] следующего описываемого ими случая: «С увеличением турбулизации потока видимая скорость распространения пламени увеличивается, особенно, если в потоке образуются вихри. Так, например, в опытах К. А. Сигова (ВНИИТ) при сжигании коксовального газа в горелке с близким расположением от нее колена смесеподводящей трубы проскоки пламени наблюдались при всех проверенных скоростях вдувания смеси вплоть до 45 м/сек » ([Л. 61], стр. 47).

Такое использование термина «видимая скорость распространения пламени» может создать впечатление, будто речь идет о существенном изменении горючих свойств смеси, тогда как основная причина проскока пламени в смеситель здесь, по всей вероятности, заключается в резко выраженной неравномерности скоростного поля при истечении газо-воздушной смеси из кратера горелки.

В подобных случаях, во избежание проскока, следует стремиться к максимальному выравниванию поля скоростей потока газо-воздушной смеси, поступающей на сгорание. По этим соображениям при сжигании быстро горящих газов смесители не следует делать с резкими поворотами вблизи от кратера горелки. Сам кратер лучше выполнять в виде конфузора. Наиболее ровное поле скоростей дает конфузор, имеющий лемнискатный (ленточный) профиль. Кратер крупнокалиберных горелок предварительного смешения делают охлаждаемым проточной водой.

Рассмотрение данных вопросов на конкретных примерах будет продолжено ниже, при изложении методов сжигания и конструкций газовых горелок.

ДИФфуЗИОННОЕ ГОРЕНИЕ

5-1. СУЩНОСТЬ ДИФфуЗИОННОГО ГОРЕНИЯ

Наиболее простым примером диффузионного горения является свободный факел, представляющий собой струю газа, горящую в свободном пространстве, заполненном окисляющей средой (воздухом). При этих условиях смешение газа с воздухом осуществляется не в отдельном смесителе, а в том же пространстве, что и процесс горения.

Свободный (открытый) газовый факел показан схематически на рис. 5-1. В таком факеле можно различить: а) конусообразное ядро 1, внутри которого содержится газ, вытекающий из горелки 2; б) зону 3, заполненную смесью газа и продуктов горения; в) зону 4, заполненную смесью продуктов горения и воздуха. Граница 5 между зонами 3 и 4 представляет собой фронт горения, к которому снаружи диффундируют массы окислителя, а изнутри поступают массы горючего газа. Образующиеся при горении газа продукты частично диффундируют навстречу газу, обеспечивая его прогрев, а частично смешиваются с воздухом и затем покидают факел.

В зависимости от характера истечения газа границы между указанными зонами могут быть либо довольно четкими (ламинарный факел, рис. 5-1,а), либо волнистыми, размытыми и даже разорванными на отдельные части (турбулентный факел, рис. 5-1,б).

А. В. Арсеевым проведены многочисленные опыты [Л. 60] по зондированию горящих турбулентных струй генераторного газа при помощи тонких водоохлаждаемых газозаборных трубок. Отобранные пробы анализировались на содержание двуокиси углерода и кислорода. Результаты этих опытов послужили основой для уточнения схем свободного диффузионного факела, образующегося при горении турбулентной газовой струи в атмосфере неподвижного воздуха. Одна из таких схем и представлена на рис. 5-1,б.

В отличие от предыдущего рисунка зона горения 3, кроме смеси исходного газа и продуктов сгорания, содержит включения кислорода. В зоне горения 4 наряду с преобладающим содержанием воздуха обнаруживаются отдельные моли продуктов сгорания и исходного газа. Фронт горения представляет собой не конусообразную поверхность, а зону 5, где горение происходит наиболее интенсивно и имеет место наиболее высокое содержание продуктов сгорания. Соотношение концентраций газа и воздуха в зоне 5 близко к стехиометрическому. Несмотря на это, в зоне 5 успевает прореагировать только ~65% горючего [Л. 63]; остальные 35% реагируют в зоне 4.

Вследствие недостаточной однородности смеси процесс горения в зоне 4 может не завершиться и продукты неполного горения попадут в низкотемпературные* области факела, где догорание становится невозможным.

В силу этих причин чисто диффузионное сжигание газовых струй

* Снижение температуры обусловливается не только лучеиспусканием факела, но и разбавлением продуктов горения воздухом.

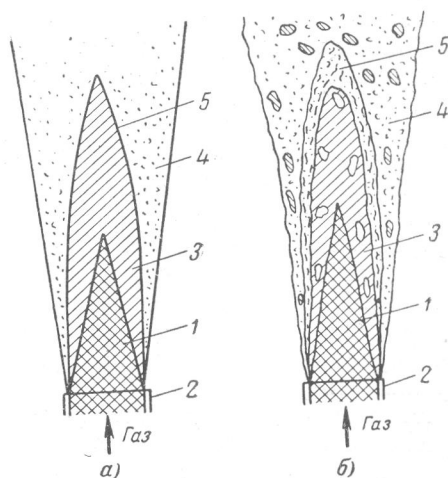


Рис. 5-1. Схема свободного диффузионного факела.

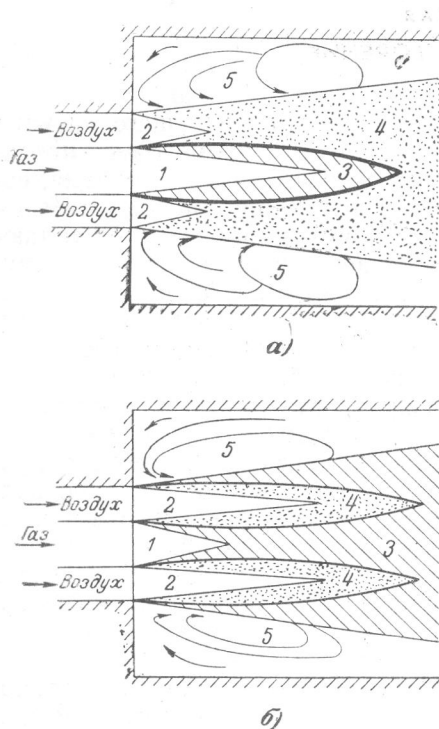


Рис. 5-2. Схема горения газовой струи в топочной камере.

а — при избытке воздуха; б — при недостатке воздуха.

в открытом факеле обычно сопровождается некоторым недожогом газа, обусловливающим потери тепла от химической неполноты горения и проникновение окиси углерода и других продуктов неполного горения в атмосферу того помещения, где работает горелка.

Устранения недожога добиваются большей частью интенсификацией процесса смешения.

На рис. 5-2 также схематически и упрощенно показаны различные зоны, образующиеся при работе горелки, выполненной в виде двух концентрических труб, причем по внутренней трубе подается газ, а по кольцевому зазору между внешней трубой и внутренней — воздух. В отличие от ранее рассмотренного случая горелка установлена в камере горения (топке).

На рис. 5-2,а показана работа горелки при подаче воздуха в избытке по сравнению с количеством, необходимым для горения. В этом случае можно различить следующие зоны: газовое ядро 1; воздушное

ядро 2; зона 3, где движется смесь газа с продуктами горения; зона 4, где движется смесь воздуха с продуктами горения; зона 5, где происходит рециркуляция смеси воздуха с продуктами горения (как показано стрелками). Зона наиболее интенсивного горения условно показана жирной линией, разграничивающей зоны 3 и 4.

На рис. 5-2,б рассматривается работа такой же горелки при подаче воздуха в количестве, недостаточном для горения. В этом случае также существуют зоны 1—5, но по сравнению с рис. 5-2,а, зоны 3 и 4 как бы меняются местами. Поскольку воздуха поступает в камеру горения мало, зона 4 замыкается вблизи от воздушного ядра, а основную часть камеры занимают зоны 3 и 5, состоящие из смеси газа и продуктов горения.

Зона наиболее интенсивного горения, показанная жирной линией, по-прежнему локализуется у границы между зонами 3 и 4. Помимо своеобразной формы пламени (розетка вместо конуса), следует отметить, что в последнем случае вследствие избытка горючего неизбежна значительная неполнота горения, если даже приняты эффективные меры к интенсификации смешения.

Разновидностью диффузионного факела является также пламя горелки атмосферного типа. При сжигании газа в этих горелках, как уже указывалось, образуются два фронта горения, так как к газу подмешивается предварительно лишь часть воздуха, необходимого для горения. Во внутреннем фронте сгорает только та часть топлива, которая соответствует подмешанному предварительно воздуху. Остальная часть топлива сгорает в наружном фронте, т. е. в том месте, где осуществляется контакт продуктов неполного горения с кислородом воздуха, диффундирующим из окружающей среды.

Существенной стороной описываемых здесь методов сжигания является тот факт, что стадия смешения газа с воздухом, как правило, протекает медленнее стадии собственно химического реагирования

и по этой причине лимитирует темп процесса горения в целом.

Отсюда становится ясной необходимость обратить особое внимание на вопросы смешения газа с воздухом, поскольку от интенсивности этого процесса зависит одна из основных характеристик факела пламени — его длина.

Смешение газа и воздуха в зависимости от характера их движения (ламинарного или турбулентного) происходит либо путем одной только молекулярной диффузии (за счет теплового движения молекул), либо путем турбулентной диффузии. В последнем случае турбулентный массообмен, происходящий между газовым потоком и воздухом (будь то неподвижная воздушная среда или спутный воздушный поток), интенсифицирует процесс смешения, так как перенос реагирующих масс происходит путем взаимопроникновения довольно больших газовых объемов (молей), отличающихся друг от друга величиной и скоростью, а также направлением движения. Однако высокие скорости химического реагирования, соответствующие огромным числам взаимных столкновений молекул, реализуются лишь в том случае, когда молекулы топлива и кислорода подведены друг к другу (при определенном температурном уровне) на расстояние l менее $(5 \div 6)\lambda$, где λ — длина свободного пробега молекул, т. е. $\sim 10^{-5}$ см. Следовательно, за счет одной только турбулентной диффузии нельзя обеспечить молекулярный контакт основной массы горючего газа и кислорода. Как бы ни была велика скорость движения потока и как бы умело ни использовались турбулизирующие средства (закручивание потоков, дробление струй и т. п.), масштаб турбулентности в поточных камерах заведомо превосходит указанную выше величину порядка $(5 \div 6)10^{-5}$ см. Следовательно, для оценки времени полного смешения газовых масс необходимо учитывать как время уничтожения дрейфующих клочкообразных масс турбулентного потока, так и время уничтожения молекулярной неоднородности [Л. 64]. Длитель-

ность последнего процесса определяется величинами, характеризующими молекулярный поток: коэффициентом молекулярной диффузии, разностью концентраций, конвективным потоком и т. п. Скорость нагрева газо-воздушной смеси за счет тепла продуктов горения, диффундирующих из фронта пламени, имеет тот же порядок величины, что и молекулярное смешение.

Рассмотрим в самых общих чертах физическую сущность процессов молекулярной и турбулентной диффузии.

Молекулярной диффузией (от латинского слова *diffusio* — распространение, растекание) газов называется взаимопроникновение газов, обусловленное беспорядочным (тепловым) движением молекул.

Удельный поток q_c вещества, диффундирующего в количестве dG за время $d\tau$ через единицу поверхности dF , можно выразить следующим образом:

$$q_c = \frac{d^2G}{dF d\tau}. \quad (5-1)$$

В то же время согласно закону Фика указанный поток пропорционален градиенту концентрации dC/dx , характеризующему бесконечно малое изменение концентрации dC диффундирующего вещества (по направлению оси x) на бесконечно малом отрезке пути dx . Если обозначить коэффициент пропорциональности через D , то можно записать: $q_c = -D \frac{dC}{dx}$, где знак минус указывает на то, что диффузия происходит в сторону уменьшающейся концентрации вещества.

Приравнявая правые части обоих уравнений, можно выразить количество диффундирующего вещества следующим образом:

$$G = - \int_F \int_{\tau} D \frac{dC}{dx} dF d\tau. \quad (5-2)$$

Коэффициент пропорциональности D называется коэффициентом диффузии. Он равен количеству вещества, диффундирующего в единицу времени через единицу поверхности при $dC/dx=1$. Если количест-

во диффундирующего вещества G выразить в g , время τ — в $сек$, поверхность F — в $см^2$, длину x — в $см$, а концентрацию C — в $g/см^3$, то коэффициент диффузии D будет иметь размерность $см^2/сек$. Такую же размерность имеют коэффициенты температуропроводности и кинематической вязкости, так как они обусловлены тем же физическим механизмом переноса (тепловым движением молекул).

Из молекулярно-кинетической теории газов следует, что коэффициент диффузии зависит от средней скорости теплового движения молекул $\bar{v}$. Однако, если бы диффузия в газах определялась только скоростью теплового движения молекул, то она протекала бы почти мгновенно, так как величина $\bar{v}$ измеряется сотнями $м/сек$.

Между тем диффузия протекает вовсе не мгновенно, так как молекулы газа перемещаются из одной точки в другую, не слишком близкую к первой, не прямолинейно; сталкиваясь с другими молекулами, они совершают зигзагообразный путь, несравненно более длинный, чем расстояние между указанными точками. Другими словами, коэффициент D зависит также от средней длины $\bar{\lambda}$ свободного пробега молекул:

$$D = \frac{1}{3} \bar{v} \bar{\lambda}. \quad (5-3)$$

Численные значения коэффициента диффузии некоторых газов в $см^2/сек$ при нормальных условиях ($0^\circ C$, 760 мм рт. ст.) таковы:

Оксись углерода в кислороде	0,185
Двуокись углерода в воздухе	0,138
Водород в воздухе	0,611
Пары воды в воздухе	0,220
Метан в воздухе	0,196
Этан в воздухе	0,108
Пропан в воздухе	0,088
Бутан в воздухе	0,075

Важно обратить внимание на то, что коэффициент диффузии водорода в воздухе более чем в 3 раза превышает значение D для метана и почти в 6 раз — значения D для этана.

Следует также иметь в виду, что значения D , приведенные в таблице относятся к температуре $0^\circ C$. С увеличением температуры газа значения D возрастают, поскольку тепловое движение молекул становится более быстрым. Коэффициент диффузии идеальных газов обычно принимается пропорциональным абсолютной температуре в степени $n = 1,5$. Для реальных газов показатель степени n несколько больше и, как показывает опыт, достигает 1,7, а для паров доходит до 2,0.

Рассмотренные нами закономерности относятся к наиболее простому случаю, а именно — к диффузии неподвижных газов.

Более сложный характер смешение имеет при истечении (ламинарном или турбулентном) газа из сопла (или из какого-либо отверстия) в неподвижную, также газовую среду.

При ламинарном истечении газа в среду неподвижного воздуха между граничными слоями движущейся струи и окружающими ее слоями воздуха возникает трение.

Под действием сил трения наружные слои струи подтормаживаются, а прилегающие к струе слои неподвижного воздуха вовлекаются в движение. Таким образом происходит молекулярная диффузия воздуха в газовую струю и газовых молекул — в воздушную среду. По мере удаления от выходного сечения сопла скорости по сечению струи падают, а количество подмешивающегося к струе воздуха постепенно возрастает.

На практике гораздо чаще, однако, приходится иметь дело не с ламинарными струями, а с турбулентными, т. е. такими, в которых имеет место вихревое движение пульсирующего типа, причем движение потока в основном направлении складывается из беспорядочных движений отдельных молекул газа со скоростями, меняющимися как по величине, так и по направлению.

При турбулентном истечении газа в атмосферу неподвижного воздуха отдельные вихревые массы газа при своем поперечном переме-

шении попадают за пределы струи, переносят в соприкасающиеся со струей слои неподвижного воздуха свои импульсы и увлекают эти слои воздуха за собой. На место газовых частиц, выброшенных из ядра струи, в нее проникают частицы окружающего воздуха, которые замедляют движение в периферийной части газового потока. В результате между газовой струей и неподвижной средой также устанавливается массообмен, приводящий к увеличению массы струи и падению скорости по сечению струи. Однако по сравнению с ламинарной струей массообмен происходит здесь во много раз интенсивнее.

Теоретически и экспериментально наиболее хорошо изучена свободная турбулентная струя. Этим термином принято называть струю, которая не ограничена твердыми стенками и распространяется в среде, имеющей те же физические свойства, что и вещество струи. Скоростное поле потока в выходном сечении сопла при выводе закономерностей развития свободной турбулентной струи условно считают равномерным. Другими словами, предполагается, что профиль распределения скоростей по всему выходному сечению плоский [Л. 65].

В несколько упрощенном виде характер постепенной перестройки профиля скоростей по длине свободной турбулентной струи показан на рис. 5-3. По мере удаления от выходного сечения сопла газовый поток постепенно деформируется. Это выражается в том, что невозмущенное турбулентное ядро струи, где профиль скоростей можно считать плоским, суживается, тогда как окружающий ядро турбулентный пограничный слой, где скорости монотонно падают до нуля, непрерывно расширяется. На расстоянии $l_{нач}$ от среза сопла пограничный слой распространяется на все сечение струи, т. е. начинается падение скорости в центре струи. Длину начального участка (ядра струи) $l_{нач}$ можно считать равной kd_0 , где d_0 — диаметр выходного сечения сопла,

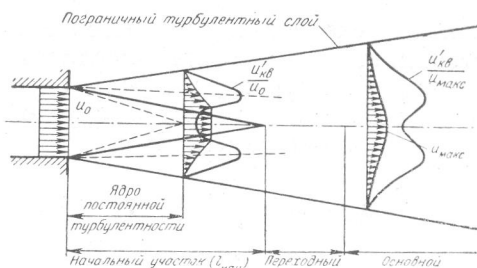


Рис. 5-3. Изменение профиля скоростей по длине свободной турбулентной струи.

k — коэффициент, зависящий от степени неравномерности начального профиля скорости струи (обычно $k=4 \div 6$). Основной участок начинается вслед за переходным, в котором происходит перестройка течения. Профиль скорости в основном участке соответствует течению из линейного источника.

Принято считать, что процесс смешения газов внутри свободной турбулентной струи подчиняется закону постоянства количества движения. Применительно к движению газов этот закон выражается тем, что количество движения смеси равняется сумме количества движения потоков исходных газов:

$$\frac{G_1 + G_2}{g} \omega_{см} = \frac{G_1}{g} \omega_1 + \frac{G_2}{g} \omega_2 \quad (5-4)$$

или

$$\omega_{см} = \frac{G_1 \omega_1 + G_2 \omega_2}{G_1 + G_2}, \quad (5-5)$$

где G и ω — соответственно секундные весовые расходы и линейные скорости газов*. Часть кинетической энергии струи теряется при ударе (смешении) газов — переходит в теплоту, причем потери энергии пропорциональны величине $(\omega_1 - \omega_2)^2$, т. е. квадрату разности скоростей.

На основании многочисленных исследований установлено, что вследствие постоянства количества движения затухание осевой скорости струи происходит по одному и тому же закону для струй различного диаметра при различных на-

* Формула (5-4) справедлива в тех случаях, когда скоростные поля можно условно принять равномерными по сечению.

чальных скоростях. Это обстоятельство дает возможность определять осевую скорость w_m в любом сечении основного участка круглой струи по формуле [Л. 65]

$$w_m = w_0 \frac{0,96}{\frac{al}{R_0} + 0,29}, \quad (5-6)$$

если известны w_0 — скорость истечения газа из сопла, см/сек; l — расстояние между рассматриваемым сечением и срезом сопла, см; R_0 — радиус выходного сечения сопла, см. Коэффициент a определяется опытным путем; его значения зависят от равномерности профиля скоростей на срезе сопла и не выходят обычно из пределов от 0,066 до 0,070.

Таким же образом получена и формула для расхода газозвушной смеси Q_m в любом сечении основного участка круглой струи:

$$Q_m = 2,2 Q_0 \left(\frac{al}{R_0} + 0,29 \right), \quad (5-7)$$

где Q_0 — расход газа из сопла.

Подобие скоростных полей обуславливает подобие полей избыточной температуры (если струя и среда имеют различную температуру), а также полей концентрации твердых примесей (если струя и среда имеют различную концентрацию примесей), так как и температура и концентрации примесей (степень запыленности) в этих условиях связаны с переносом вещества струи. Это дает возможность, зная распределение скоростей в поперечном сечении струи, определять профили температур и концентрации примесей в этой струе. В частности, распределение температур в основном участке круглой струи, по Г. Н. Абрамовичу, описывается уравнением

$$\frac{t_m - t_b}{t_0 - t_b} = \frac{0,7}{\frac{al}{R_0} + 0,29}, \quad (5-8)$$

где t_m — температура в центре рассматриваемого сечения, т. е. в интересующей нас точке на оси основного участка струи; t_b — температу-

ра окружающей среды; t_0 — температура струи в выходном сечении сопла.

Приложение теории свободной турбулентной струи к таким явлениям, как истечение горячего воздуха в среду холодного, т. е. более плотного воздуха, позволило установить, в частности, что затухание скорости в этом случае происходит быстрее, чем при равенстве температур струи и среды.

В отличие от указанных выше случаев распределение концентраций в поперечном (от оси к периферии) и продольном (вдоль оси) направлениях горячей свободной турбулентной струи еще не поддается точному расчету.

Однако Г. Н. Абрамовичу [Л. 65] удалось приближенно оценить закономерности изменения скорости, концентрации и температуры по оси диффузионного факела в зависимости от толщины струи.

5.2. ДЛИНА ДИФфуЗИОННОГО ФАКЕЛА

Исследованию общих характеристик диффузионного факела (в том числе его длины) посвящено большое количество теоретических и экспериментальных работ. Однако до сего времени еще не существует строго аналитических решений для факельных процессов горения, осуществляемых в различных конструктивно-технологических условиях (например, в условиях закрученных, пересекающихся струй и т. д.).

В связи с этим необходимо рассмотреть имеющийся материал, дающий представление о законах факелообразования в отдельных идеализированных, но все же близких к конкретной действительности случаях.

Одна из попыток определить длину диффузионного факела, образующегося при горении в среде неподвижного воздуха, принадлежит И. Д. Семикину и С. И. Аверину [Л. 66].

Общая длина факела $L_{\text{фак}}$ рассматривается как сумма

$$L_{\text{фак}} = L_{\text{зах}} + L_{\text{пер}},$$

где $L_{\text{зах}}$ — длина пути захвата, т. е. расстояние от начала факела до того места, где струя успевает подсосать («захватить») столько воздуха, сколько необходимо для сжигания данного газа по стехиометрическому расчету горения;

$L_{\text{пер}}$ — длина пути перемешивания, на протяжении которого происходит ликвидация неоднородностей (молярных и молекулярных).

Формула для определения величины $Z_{\text{зах}}$, которая представляет собой безразмерную длину пути захвата $L_{\text{зах}}/d_0$ (где d_0 — диаметр газового сопла), выводится из условия подобия турбулентных струй и имеет вид:

$$Z_{\text{зах}} = \frac{1}{2 \tan \alpha / 2} \left[\sqrt{\frac{k_r}{k_{\text{осм}}}} (1 + G) - 1 \right], \quad (5-9)$$

где α — угол раскрытия струи;
 G — количество воздуха, теоретически необходимого для горения данного газа, кг/кг;
 k_r и $k_{\text{осм}}$ — коэффициенты, связанные с порядком усреднения скоростей и количества движения в турбулентном потоке.

Безразмерная длина пути перемешивания $Z_{\text{пер}} = L_{\text{пер}}/d_0$ трактуется как длина пути, на протяжении которого частицы, находящиеся на поверхности потока, проникают к его оси.

Учитывая, что изменение количества движения в поперечных сечениях струи равно результирующей всех внешних сил (теорема импульсов), и принимая во внимание, что согласно опытным данным $L_{\text{пер}}$ пропорциональна диаметру струи, И. Д. Семикин получил выражение

$$Z_{\text{пер}} = l_0 (1 + G) \sqrt{\frac{k_r}{k_{\text{осм}}}}, \quad (5-10)$$

где l_0 — безразмерная постоянная, имеющая смысл длины, выраженной в калибрах (диаметрах сопла).

Тогда полная длина факела будет равна:

$$Z_{\text{фак}} = N_0 (1 + G) - \frac{1}{b_0}, \quad (5-11)$$

где

$$N_0 = \frac{1}{b_0} \sqrt{\frac{k_r}{k_{\text{осм}}}} (1 + b_0 l_0). \quad (5-12)$$

После подстановки в уравнение (5-11) значений входящих в него параметров получаем развернутую форму уравнения для расчета полной длины факела:

$$\begin{aligned} Z_{0\text{фак}}^2 \left[1 + G \frac{\omega_v}{\omega_r} + \frac{k_r}{\rho_r} \frac{\Delta p}{\omega_r^2} \right] + \\ + Z_{0\text{фак}}^5 \frac{f(G) f(\gamma)}{F_r} = \\ = \frac{\gamma_r}{\gamma_{\text{см}}} \left[N_0 (1 + G) - \frac{1}{b_0} \right], \quad (5-13) \end{aligned}$$

где ω_r , ω_v — средние скорости, по которым вычислены количества движения газа и воздуха через поперечное сечение струи, м/сек;

ρ_r — плотность газа, кг·сек²/м⁴;
 Δp — разность статических давлений в газовой струе p (на срезе газового сопла) и окружающей среде $p_{\text{окр}}$, кг/м²;
 ω_r — средняя скорость движения, по которой вычислен расход газа через поперечное сечение струи в конце пути захвата, м/сек;

$$f(\gamma) = \frac{\gamma_{\text{окр}}}{\gamma_r} \left(\frac{\gamma_{\text{окр}}}{\gamma_{\text{см}}} - 1 \right),$$

где γ_r , $\gamma_{\text{окр}}$ и $\gamma_{\text{см}}$ — удельные веса газа, окружающей среды и газозооушной смеси, кг/м³;

F_r — критерий Фруда (ω_r^2/gd_0), являющийся определяющим критерием диффузионного догорания турбулентных молей в факеле.

Выражение (5-13) представляет собой неполное уравнение пятой степени следующего вида:

$$A_1 Z_{0\text{фак}}^5 + A_2 Z_{0\text{фак}}^2 - A_3 = 0. \quad (5-14)$$

Судя по выражению (5-13), длина диффузионного факела является функцией следующих критериев и

симплексов: 1) критерия Рейнольдса, который представлен в уравнении величинами k_r , b_0 и l_0 ; 2) критерия Фруда; 3) критерия Эйлера $Eu = k_r \Delta p / \rho_r \bar{\omega}_r^2$, который представляет собой силу, возникающую при истечении газа под действием высокого давления; 4) критерия радиации Ra , от величины которого зависит γ_{em} ; 5) критерия газо-воздушной среды $I_v = G \frac{\bar{\omega}_v}{\omega_r}$; 6) стехиометрического числа G ; 7) симплексов, от которых зависит величина $f(\gamma)$.

В наиболее общем случае выражение для безразмерной длины факела может быть записано следующим образом:

$$Z_{0 \text{ фак}} = f[G, Re, Fr, Eu, Ra, I_v, f(\gamma)]. \quad (5-15)$$

При использовании выражений (5-13) и (5-15) следует иметь в виду, что критерий Рейнольдса заметно влияет на длину факела лишь в области, переходной от ламинарного режима к турбулентному, и почти не оказывает влияния при развитой турбулентности. Аналогично этому критерий Эйлера совершенно не оказывает влияния на $Z_{0 \text{ фак}}$ в дозвуковой области истече-

ния газа. В противоположность этому критерий Фруда оказывает действие только в дозвуковой области истечения. Например, при сжигании газа в атмосфере неподвижного холодного воздуха, когда подъемная сила играет существенную роль, первый член уравнения (5-14) намного превышает второй, соотношение (5-15) принимает вид:

$$Z_{0 \text{ фак}} \approx \chi Fr^{0,20}, \quad (5-16)$$

где коэффициент χ включает в себя все величины, не связанные с критерием Fr .

Результаты расчетов безразмерной длины диффузионного факела, выполненных по уравнению (5-13) методом последовательного приближения применительно к случаям сжигания многокомпонентных газовых смесей в атмосфере холодного воздуха, приведены на рис. 5-4. Эти данные справедливы для дозвуковой области истечения газа, когда изменением параметра γ_r можно пренебрегать [Л. 67].

Следует отметить, что результаты, близкие к полученным расчетным путем по выражению (5-16), были получены ранее в экспериментальных работах, описываемых ниже. Это свидетельствует о нали-

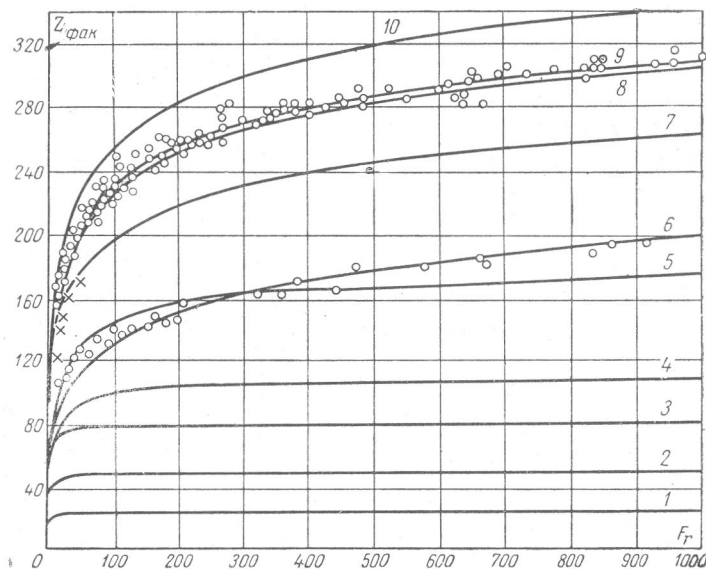


Рис. 5-4. Зависимость длины свободного факела от критерия Фруда.

1 — доменный газ; 2 — генераторный газ; 3 — окись углерода; 4 — смесь 50% CO + 50% H₂; 5 — коксовый газ; 6 — водород; 7 — городской газ; 8 — метан; 9 — природный газ; 10 — смесь 50% CH₄ + 50% C₂H₆.

ции увязки расчетной схемы, предложенной И. Д. Семикиным и С. И. Авериним, с некоторыми данными, полученными экспериментальным путем.

Так, по данным Б. И. Китаева и А. С. Телегина [Л. 68], при сжигании газа, содержащего 50% водорода и 50% окиси углерода, в интервале значений Fr от 17 000 до 24 000 образуется факел длиной $(79 \div 83) d_0$, а судя по графику, приведенному на рис. 5-4 (кривая 4), расчетное значение $L_{\text{фак}}$ составляет $(84 \div 103) d_0$. Заканчивая на этом описание расчетной схемы И. Д. Семикина, отметим, что небольшое расхождение расчетных и опытных данных можно объяснить наличием балласта в смеси ($H_2 + CO$), которая использовалась в опытах.

Рассмотрим теперь некоторые общие закономерности диффузионного факела под углом зрения теории массопередачи.

Составим уравнение материального баланса, определяющее массообмен во фронте горения диффузионного факела:

$$\bar{W}F = B(V_0\alpha); \quad (5-17)$$

где $\bar{W}$ — средний удельный поток кислорода, поступающего снаружи к поверхности фронта горения факела, $m^3/m^2 \cdot \text{сек}$ или $m/\text{сек}$;

F — поверхность фронта горения, m^2 ;

B — расход горючего газа, $m^3/\text{сек}$;

V_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для горения, m^3/m^3 сжигаемого газа;

α — требующийся коэффициент избытка воздуха.

Правая часть равенства (5-17) характеризует потребность факела в кислороде, диффундирующем из атмосферы, а левая часть — фактический приток кислорода из атмосферы за счет диффузии.

Используя очевидные зависимости, можно записать:

$$B = 0,785d_0^2\omega_0; \quad (5-18)$$

$$F \sim d_0L_{\text{ф}}, \quad (5-19)$$

где d_0 — диаметр газового сопла, m ;

ω_0 — скорость истечения газа из сопла, $m/\text{сек}$;

$L_{\text{ф}}$ — длина факела, m .

Сложнее дело обстоит с величиной $\bar{W}$. С. Н. Шорин предложил выражать ее через средний коэффициент массообмена β следующим образом:

$$\bar{W} = \beta C_K, \quad (5-20)$$

где C_K — относительная концентрация кислорода в среде, окружающей факел. Согласно выражению (5-20) удельный поток $\bar{W}$ тем больше, чем выше содержание кислорода в атмосфере, окружающей факел.

Остановимся теперь на расшифровке понятия «коэффициент массообмена». Общность дифференциальных уравнений конвективного теплообмена и массообмена позволяет принять, что основные критерии подобия диффузионных процессов должны иметь одинаковый вид с критериями подобия тепловых процессов.

Аналогично критерию Нуссельта ($Nu = \alpha l/\lambda$), характеризующему теплообмен на границе фаз, выводится критерий Nu' , характеризующий массообмен на границе фаз:

$$Nu' = \frac{\beta l}{D}, \quad (5-21)$$

где β — коэффициент массопередачи;

l — характерный линейный размер (в рассматриваемом случае $l = d_0$);

D — коэффициент диффузии.

Тогда уравнение диффузии в общей безразмерной форме (также по аналогии с уравнением конвективного теплообмена) для гидродинамически подобных систем при ламинарном горении запишется следующим образом:

$$Nu' = \frac{\beta d_0}{D} = f(Re, Pr'). \quad (5-22)$$

Конкретный вид функции в уравнениях типа (5-22) находят опытным путем. Для этой цели уравнению придают следующий вид:

$$Nu' = \frac{\beta d_0}{D} = A Re^m (Pr')^n, \quad (5-23)$$

где $Re = \omega_0 d_0/\nu$ — гидродинамический критерий Рейнольдса;

$Pr' = \nu/D$ — диффузионный критерий; A, m, n — коэффициенты, определяемые опытным путем.

Из уравнения (5-23) нетрудно получить выражение для коэффициента массообмена:

$$\beta = A \frac{D}{d_0} Re^m (Pr')^n. \quad (5-24)$$

Подставим это выражение в уравнение (5-20) и получим таким образом новое выражение для $\bar{W}$. Подставив его, а также B и F из равенств (5-18) и (5-19) в уравнение (5-17), получим:

$$A \frac{D}{d_0} Re^m (Pr') C_K d_0 L_{\text{ф}} = 0,785 d_0^2 \omega_0 (V_0 \alpha). \quad (5-25)$$

После преобразования этого уравнения имеем:

$$\frac{L_{\text{ф}}}{d_0} = 0,785 \frac{V_0 \alpha}{C_K} \omega_0 \frac{d_0}{D} Re^{-m} (Pr')^{-n}. \quad (5-26)$$

Если принять во внимание, что по опытным данным значения показателей сте-

пени (m) и (n) невелики ($m=0,5$; $n=0,3$), можно получить следующее приближенное выражение:

$$L_{\Phi} \approx \frac{d_0^2 \omega_0}{D}, \quad (5-27)$$

согласующееся с выводами, сделанными для ламинарного горения газа в спутном потоке воздуха.

Уравнения (5-25) — (5-27) относятся к диффузионному горению в ламинарном потоке.

Для диффузионного горения в турбулентном потоке закономерности получаются более сложными и, несмотря на большое число экспериментальных работ, до сих пор остаются малоизученными.

Турбулентный диффузионный факел можно себе представить разделенным на две зоны. В первой из этих зон происходят в основном процессы турбулентного смешения газа с воздухом и воспламенения образовавшейся смеси. Во второй зоне протекают более медленные процессы догорания. В этой зоне факел под действием турбулентных пульсаций раздроблен на множество молей, в которых еще продолжается процесс смешения (главным образом за счет молекулярной диффузии), а горение протекает при малых концентрациях горючего газа и кислорода.

Есть основания полагать, что в условиях турбулентного режима гидродинамический критерий Re и диффузионный критерий Pr' не оказывают влияния на протяженность первой части факела, где происходят турбулентное смешение и воспламенение образовавшейся смеси. Безразмерная длина этой части свободного факела L'_{Φ}/d_0 зависит только от стехиометрического критерия $V_0\alpha/C_K$, т. е. от потребности горящего газа в притоке кислорода и от концентрации кислорода в среде, окружающей факел (для атмосферного воздуха $C_K=0,209$).

В отличие от этого длину зоны догорания турбулентных молей в струе С. Н. Шорин предложил определять критерием нестационарности или критерием гомохронности следующим образом:

$$\frac{L_{\text{дог}}}{d_0} \sim \frac{\omega_0 \tau}{d_0}, \quad (5-28)$$

где τ — время диффузионного догорания. Поскольку догорание турбулентных молей определяется в основном процессом молекулярной диффузии, для этого случая можно воспользоваться выражением (5-27), представив его (с учетом стехиометрического критерия) в следующем виде:

$$\tau = \frac{L_{\text{дог}}}{\omega_0} \sim \frac{d^2}{D} \varphi \left(\frac{V_0\alpha}{C_K} \right). \quad (5-29)$$

Относительный размер δ/d_0 турбулентных молей, на которые распадается турбулентная струя при истечении газа в свободную окружающую среду, можно считать зависящим от гидродинамического критерия Re и критерия вихревого пере-

носа Fr , являющегося количественной характеристикой процесса захвата текущими вихревыми массами струи газа масс неподвижного окружающего воздуха:

$$\frac{\delta}{d_0} = Fr \left(\frac{\omega_0 d_0}{\nu}, \frac{\rho_0}{\rho} \frac{\omega_0^2}{g d_0} \right), \quad (5-30)$$

где ρ_0 и ρ — плотности газа (до его истечения) и окружающей среды.

Совместное рассмотрение формул (5-28), (5-29) и (5-30) дает возможность установить следующую приближенную зависимость:

$$\frac{L_{\text{дог}}}{d_0} \sim \left(\frac{V_0\alpha}{C_K}, \frac{\rho_0}{\rho} \frac{\omega_0^2}{g d_0}, \frac{\nu}{D} \right). \quad (5-31)$$

Поскольку безразмерная длина первой части факела зависит только от $V_0\alpha/C_K$, общая длина чисто диффузионного факела получается зависящей от тех же параметров, что и $L_{\text{дог}}/d_0$:

$$\frac{L_{\Phi}^{\text{турб}}}{d_0} = f' \left(\frac{V_0\alpha}{C_K}, \frac{\rho_0}{\rho} \frac{\omega_0^2}{g d_0}, \frac{\nu}{D} \right). \quad (5-32)$$

В частных случаях, когда к сжигаемому газу подмешивается предварительно часть теоретически необходимого воздуха, безразмерная длина факела зависит также от отношения

$$\frac{1 - x_{\text{пер в}}}{1 + \frac{V_0}{C_K} x_{\text{пер в}}},$$

где $x_{\text{пер в}}$ — количество первичного воздуха, выраженное в долях от теоретически необходимого количества воздуха.

Вид функции f' может быть установлен экспериментальным исследованием горящих газовых струй.

Следует отметить, что зависимость (5-32), полученная на основании теории подобия и ряда допущений, представляет интерес с точки зрения выявления параметров, от которых зависит длина свободного турбулентного факела. В частности, удается показать, почему длина факела зависит от Fr . Обработка опытных данных в виде зависимости $L_{\Phi}^{\text{турб}} = f(Fr)$ оказалась, как будет показано ниже, весьма плодотворной.

Самые общие представления о том, как изменяется длина свободного факела от скорости истечения сжигаемого газа, можно получить из рассмотрения рис. 5-5, на котором схематически показаны результаты опытов Г. Хотелла и В. Гаусорна по сжиганию городского газа при его истечении с различной скоростью из трубки диаметром 3,1 мм в среду неподвижного воз-

духа [Л. 69]. На схеме изображено 9 открытых факелов, из которых три левых — ламинарные, три средних — переходные и три правых — турбулентные.

Из левой части схемы видно, что при ламинарном горении длина пламени возрастает с увеличением скорости истечения газа из сопла, причем образующееся пламя имеет резко очерченный контур и неизменную форму по всей своей протяженности.

Эта зависимость имеет место лишь в сравнительно небольшом интервале скоростей истечения газа из сопла. Достаточно некоторого увеличения ее и форма пламени меняется: возникает турбулентность, постепенно распространяющаяся в глубь струи по направлению к ее оси.

Если обратить внимание на четвертый и пятый (слева) факелы, то можно видеть, как в переходной области «хвостовая» часть их теряет четкость своего очертания и становится размытой, поскольку горение в этой части факелов становится турбулентным.

По мере дальнейшего увеличения скорости газового потока общая длина факела несколько уменьшается, причем ламинарный (нижний) участок пламени укорачивается, а турбулентный увеличивается. Эта картина характерна для переходной области.

По данным Г. Хотелла и В. Гаусорна, переход от ламинарного к турбулентному горению струи газа в атмосфере неподвижного воздуха наблюдается для водорода при значениях критерия Рейнольдса около 2 200, для городского газа — в интервале от 3 700 до 4 000, для окиси углерода — порядка 4 750, для пропана и ацетилена — в интервале от 8 900 до 10 400. Приведенные числа $Re_{кр}$ вычислены с учетом вязкости и плотности газа в сопле при комнатной температуре. Эти данные следует рассматривать как чисто ориентировочные, по которым можно приблизительно указать область значений $Re_{кр}$, в которой возможен переход ламинарного диффузионного горения в турбу-

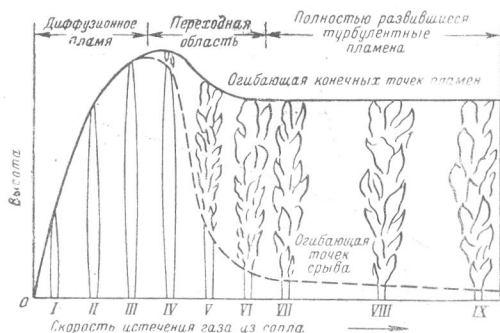


Рис. 5-5. Изменение длины свободного факела и режима горения при увеличении скорости истечения газа из сопла.

I—III — ламинарное горение; IV—VI — переходные режимы; VII—IX — турбулентное диффузионное горение.

лентное. Тот факт, что указанный переход для большинства исследованных газов наблюдается при значениях $Re_{кр}$, превышающих 2 000—2 200, связан, по-видимому, с влиянием выделения тепла на вязкость и плотность вытекающего из сопла сжигаемого газа.

Авторы исследования подчеркивают, что разброс полученных значений $Re_{кр}$ связан с влиянием размеров сопла.

Как будет показано ниже, аналогичные несоответствия при попытке характеризовать величиной Re режимы сжигания газа в открытом факеле навели П. В. Левченко на мысль о целесообразности ввести, в качестве определяющего, критерий другого вида (см. стр. 84).

Увеличение скорости истечения газа в области турбулентных режимов, как это схематически показано на рис. 5-5, практически не приводит к удлинению пламени, которое в этих случаях почти целиком становится турбулентным и сопровождается специфичным шумом, причем по мере перехода к более высоким скоростям истечения газа шум пламени возрастает, а его светимость заметно ослабляется. Это последнее обстоятельство свидетельствует о том, что с увеличением скорости истечения газа в результате интенсификации турбулентного массообмена факел сильнее «аэрируется», т. е. в зону горения из окружающего пространства подсасывается большее количество воздуха.

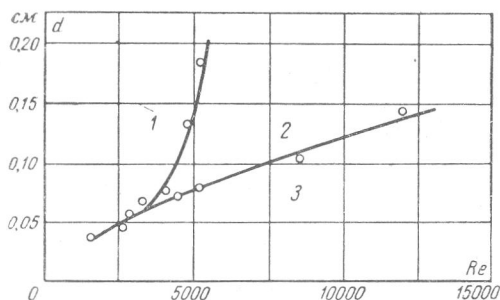


Рис. 5-6. Пределы устойчивости горения этилена при его истечении из сопел различного диаметра.

1 — устойчивое пламя; 2 — висящее пламя; 3 — отрыв пламени.

Интенсифицирующее действие турбулентности на смешение и приводит к тому, что увеличение скорости турбулентного истечения газа из горелок малого диаметра почти не сопровождается (в известных пределах и при прочих равных условиях) удлинением факела.

Последовательное увеличение скорости истечения сжигаемого газа может привести к отрыву пламени и погасанию очага горения. Скорость, при которой происходит отрыв пламени, различна для разных газов (от 15 до 300 м/сек). Она зависит от размера сопла и наличия стабилизатора той или иной формы. При истечении газа из сопла очень малого диаметра отрыв пламени наблюдается иногда при столь небольших скоростях истечения газа, что пламя по всей своей длине имеет еще ламинарный характер.

Г. Хоттел и В. Гаусорн [Л. 69], исследовавшие горение городского газа, вытекающего из круглого сопла в неподвижную воздушную среду значительного объема, обратили внимание, что в определенном диапазоне скоростей истечения удавалось получить устойчивое пламя двух различных видов. Пламя первого вида образуется у самого устья сопла, а пламя второго вида частично отрывается от сопла («висящее» пламя) и по всей своей протяженности имеет турбулентный характер. При равных скоростях истечения газа пламя второго вида имеет меньшую длину по сравнению с пламенем первого вида. Раз-

ница в длине пламени равна примерно длине разрыва между устьем сопла и основанием пламени второго вида. По-видимому, частичный отрыв пламени создает условия для более ранней турбулизации потока, тогда как пламя первого вида развивается в условиях, благоприятствующих некоторой задержке турбулизации, так как воспламенение происходит непосредственно у устья сопла и тепловыделение в корневой части пламени увеличивает вязкость начального участка струи.

Заслуживает внимания тот факт, что частично оторвавшиеся пламена городского газа обладают меньшей светимостью, чем обычные. По всей вероятности это связано с проникновением воздуха в струю газа, горящего пламенем второго вида, что уменьшает термическое разложение углеводородов, происходящее при их нагреве в отсутствии воздуха.

На рис. 5-6 приведены результаты исследования устойчивости горения этилена в открытом факеле. Судя по этому рисунку, устойчивость диффузионного горения увеличивается по мере увеличения диаметра сопла, из которого сжигаемый газ вытекает в атмосферу. Возможно, что эта зависимость обусловлена усиленным подсосом воздуха тонкими струями газа по сравнению со струями большего диаметра.

Для того чтобы лучше себе представить условия, при которых про-

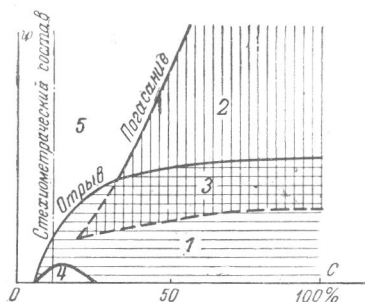


Рис. 5-7. Пределы устойчивости свободного факела при сдвигании газо-воздушных смесей различного состава.

1 — устойчивое горение без отрыва пламени; 2 — частичный отрыв пламени; 3 — горение без отрыва и частичный отрыв пламени; 4 — горение невозможно из-за проскока пламени; 5 — отсутствие горения.

исходят нарушения устойчивости горения, рассмотрим график на рис. 5-7, характерный для открытых факелов [Л. 15]. По оси абсцисс отложена концентрация горючего газа в сжигаемой газо-воздушной смеси, а по оси ординат — скорость истечения этой смеси в атмосферу. Горизонтальными линиями заштрихована область 1, где наблюдается устойчивое горение без отрыва пламени, а вертикальными — область 2, где наблюдается частичный отрыв пламени (пламя второго вида). Двойной штриховкой помечена область 3 тех режимов, при которых возможны и горение без отрыва пламени и частичный отрыв пламени. Незаштрихованными оставлены области, где горение невозможно вследствие проскоков пламени (область 4) или вследствие того, что пламя полностью отрывается и гаснет (область 5). Заметим, что область 1 простирается здесь вплоть до 100%-ного содержания газа в сжигаемой смеси, так как горение поддерживается за счет диффузии воздуха из атмосферы.

Условия, при которых возможен отрыв диффузионного пламени, можно себе представить, воспользовавшись графиком рис. 5-8. На этом графике [Л. 70] нанесены не только поля скоростей на различном удалении от устья сопла, но и эпюры распределения турбулентной скорости распространения пламени U_T в тех же сечениях струи. Значения U_T вычислены по формуле Боллингера (см. стр. 43), в которой значения Re и d_0 подсчитаны для соответствующего сечения струи, а состав газо-воздушной смеси определен по формулам Г. Н. Абрамовича (см. стр. 74), с учетом подобия скоростных и концентрационных полей в рассматриваемых сечениях основного участка струи. Вслед за этим было сделано предположение, что устойчивость диффузионного пламени определяется равенством максимальной скорости турбулентного распространения пламени U_T и скорости движения w в том месте, где U_T максимальна. На основе указанного предположения Д. Греков, И. Иордаке и Е. Гу-

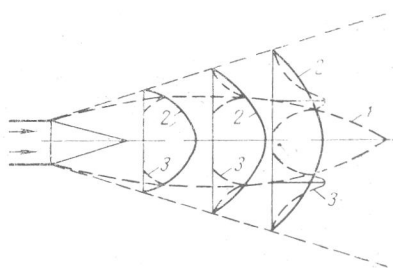


Рис. 5-8. Скоростные поля и эпюры распределения турбулентной скорости распространения пламени в горящей турбулентной струе.

1 — геометрическое место стехиометрического состава газо-воздушной смеси; 2 — изменение продольной составляющей скорости струи; 3 — изменение U_T в струе.

цу [Л. 70, 71] получили следующую формулу:

$$\omega_{пр} \approx K_1 \frac{(u_n^{макс})^{1,31} y_f^{1,65}}{v^{0,315}} d_0^{0,65}, \quad (5-32a)$$

где $\omega_{пр}$ — скорость истечения газа, при которой наблюдается отрыв диффузионного пламени, м/сек;

$u_n^{макс}$ — максимальное значение нормальной скорости распространения пламени в смесях исходного газа с воздухом, м/сек;

y_f — отношение диаметра слоя струи, в котором образуется смесь стехиометрического состава, к диаметру газового сопла;

v — коэффициент кинематической вязкости стехиометрической смеси исходного газа с воздухом, $м^2/сек$;

d_0 — диаметр газового сопла, мм;

K_1 — опытный коэффициент.

Формула (5-32a) характеризует изменение $\omega_{пр}$ в зависимости от диаметра сопла и свойств сжигаемого газа. Значения $\omega_{пр}$, полученные путем расчета по формуле (5-32a), близки к значениям, полученным экспериментальным путем в опытах по сжиганию природного газа и бутана. Величина K_1 при этих расчетах принимается равной $2,87 \cdot 10^{-2}$.

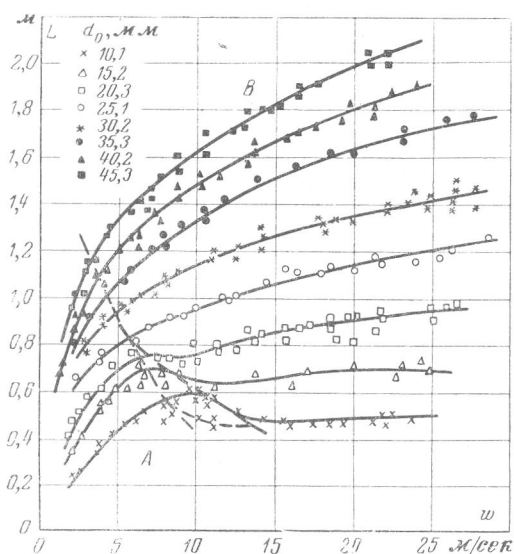


Рис. 5-9. Изменение длины вертикального факела пламени в зависимости от скорости истечения газа и диаметра насадка.

А — область ламинарных режимов; В — область турбулентных режимов.

В тех случаях, когда газ сжигается не в открытом факеле, а в раскаленной топке, устойчивость горения резко повышается благодаря контакту с топочными газами, имеющими высокую температуру. Однако нарушения устойчивости диффузионного горения могут иметь место и в топке, особенно в период розжига и при недостаточной подаче воздуха в горелку.

Возвращаясь к вопросу о том, как зависит длина пламени от скорости истечения газа в атмосферу неподвижного воздуха, следует принимать во внимание, что эта зависимость в общем виде еще четко не установлена ни экспериментально, ни теоретически, вследствие чего в литературе до сих пор встречаются противоречивые данные даже относительно того, увеличивается ли длина турбулентного факела с увеличением скорости истечения газа из сопла или нет. В связи с этим можно лишь рекомендовать строго учитывать условия, в которых осуществлялись эксперименты, в частности, следует учитывать, каким образом производилось изменение скорости истечения газа: путем изменения диаметра сопла при сохранении постоянства

расхода газа или путем изменения расхода газа при постоянном диаметре сопла. Особую осмотрительность следует проявлять при рассмотрении зависимостей, полученных путем изучения процесса смешения в условиях негорящих факелов, так как в ряде случаев выводы, полученные при изучении негорящих факелов, без должного обоснования произвольно распространялись на горящие факелы, что и приводило к серьезным ошибкам.

Учитывая эти обстоятельства, рассмотрим опытные данные Б. И. Китаева и П. В. Левченко, которые определяли длину свободного диффузионного факела фотографированием его видимых границ с проверкой этих наблюдений при помощи анализа продуктов горения в конце факела [Л. 72].

Результаты этих опытов, полученные при сжигании генераторного газа, представлены на рис. 5-9. Здесь каждая кривая относится к насадку определенного диаметра d_0 , на выходе из которого осуществлялось сжигание газа при различной скорости его истечения в атмосферу неподвижного воздуха.

Семейство кривых пересекает пунктирная линия, которая условно разграничивает области ламинарных (А) и турбулентных (В) режимов.

Первая кривая снизу характеризует изменение длины пламени с увеличением скорости истечения газа из горелки сравнительно малого диаметра (10,1 мм). По своему виду эта кривая очень похожа на линию, огибающую вершины пламени на рис. 5-5, также относящейся к опытам с горелками малого диаметра (3,1 мм).

Сопоставляя нижнюю кривую на рис. 5-9 с остальными, нетрудно видеть, что в области ламинарных режимов все кривые обнаруживают быстрый рост длины факела с увеличением расхода газа.

Интересно отметить, что Б. И. Китаев и А. С. Телегин опытным путем установили [Л. 68] следующую зависимость относительной длины ламинарного факела (L_ϕ/d_0)

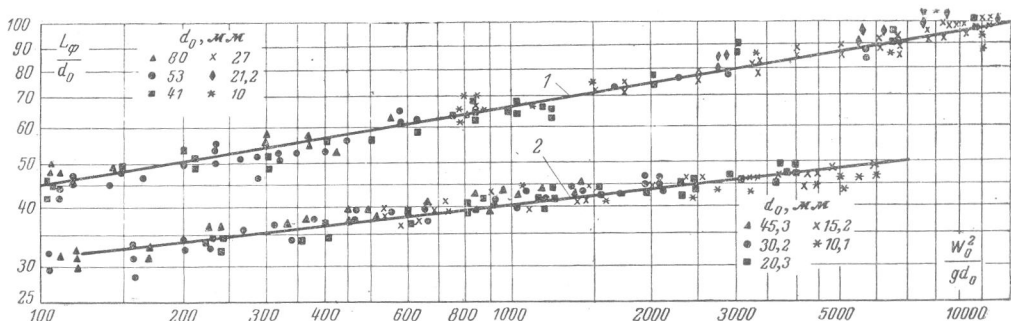


Рис. 5-10. Изменение относительной длины факела в зависимости от критерия Фруда при различной скорости истечения коксового (1) и генераторного (2) газа.

от скорости истечения газа ω и коэффициента диффузии D :

$$\frac{L_{\phi}}{d_0} = A \frac{\omega d_0}{D} - B, \quad (5-33)$$

где A и B — экспериментальные константы, найденные для водорода, окиси углерода и смеси этих двух газов, сжигавшихся в открытом факеле при истечении газа из насадок диаметром 1,8; 3,1 и 5,4 мм.

При высоких скоростях истечения удлинение факела с увеличением скорости газа замедляется (рис. 5-9). Закономерности изменения длины факела от скорости газа при турбулентном истечении неодинаковы для различных диаметров насадка. Факел не изменяет своей длины при увеличении скорости истечения газа (так называемый автомоделный режим) только в случае насадок малого диаметра. По мере же увеличения d_0 факел все сильнее удлиняется с повышением скорости истечения газа.

Каждая из рассматриваемых кривых была получена исследователями при постоянном диаметре насадка. Кроме того, Б. И. Китаевым и П. В. Левченко были проведены опыты при соблюдении постоянства расхода сжигаемого газа. При увеличении скорости истечения коксового газа, которое осуществлялось путем уменьшения диаметра насадки, длина факела сокращалась. По-видимому, увеличение скорости истечения газа, удлиняющее факел, оказывает менее заметное влияние, чем уменьшение диаметра насадка, укорачивающее факел.

Авторы исследования сделали

попытку обработать полученные опытные данные в координатной системе, в которой по оси ординат откладывается относительная длина факела L_{ϕ}/d_0 , а по оси абсцисс — критерий Рейнольдса Re .

Однако эта попытка не удалась, так как опытные точки, относящиеся к насадкам различного диаметра, не группировались вблизи какой-либо одной линии. Например, точки, полученные при сжигании генераторного газа при его истечении из насадка диаметром 10,1 мм, сгруппировались вблизи одной кривой, а из насадка диаметром 20,3 мм — вблизи другой.

Характерно, что получить обобщения в функции критерия Рейнольдса авторам не удалось ни при вычислении его по параметрам сжигаемого газа, ни при использовании для этого параметров, относящихся к горячим продуктам горения.

Это обстоятельство лишний раз показывает, что величина Re не может играть роль определяющего критерия при сжигании газа в открытом факеле.

Совершенно иные результаты были получены П. В. Левченко, когда он обработал те же опытные данные в системе координат $L_{\phi}/d_0 = f(\omega_0^2/gd_0)$, где ω_0 — скорость истечения газа из насадка диаметром d_0 . Как это видно из рис. 5-10, все точки, относящиеся к сжиганию коксового газа, расположились вблизи кривой 1, тогда как все точки, полученные при сжигании генераторного газа, сгруппировались около кривой 2. Таким образом, было по-

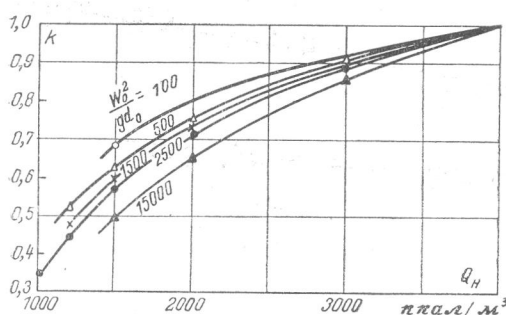


Рис. 5-11. Изменение коэффициента k в зависимости от теплоты сгорания газа и значения критерия Фруда.

казано, что критерий w_0^2/gd_0 можно считать определяющим размеры свободного горящего факела*.

Рассматриваемый критерий представляет собой отношение динамического напора струи $w_0^2/2g$ (выраженного в метрах столба газа) к диаметру насадка d_0 .

Кривая 1 на рис. 5-10 отвечает уравнению следующего вида:

$$\frac{L_{\Phi}}{d_0} = 20k \left(\frac{w_0^2}{gd_0} \right)^{0,17}. \quad (5-34)$$

Тот факт, что на рис. 5-10 кривые 1 и 2 не совпадают, вполне понятен. В самом деле, для сгорания коксового и генераторного газа требуется различное количество воздуха. Кроме того, на длину факела влияют и физические свойства газов (удельный вес γ , коэффициент диффузии D , коэффициент динамической вязкости η), т. е.

$$k = \varphi \left(V_0 \alpha; \frac{D\gamma}{\eta} \right), \quad (5-35)$$

где V_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания газа, $\text{м}^3/\text{м}^3$ газа; α — коэффициент избытка воздуха.

Значения коэффициента k для газов с различной теплотой сгорания приведены на графике рис. 5-11, полученном экспериментальным путем измерения длины пламени, образующегося при сжигании генератор-

* Это доказывает также возможность считать при данных условиях определяющим критерием критерий Фруда $\text{Fr} = w^2/2gl$, если принять d_0 в качестве определяющего размера.

ного газа с добавкой ацетилена в различной пропорции.

Вводя коэффициент k в формулу (5-34), можно сделать ее применимой в первом приближении к газам с различной теплотой сгорания. Опыт показывает, что подсчет по такой формуле дает результаты, близкие к действительности, при условии не очень малых значений критерия w_0^2/gd_0 , так как длина факела в этом случае в большей степени зависит от скорости истечения газа.

Интересно отметить, что результирующее уравнение (5-34) практически идентично зависимости (5-8), полученной позже И. Д. Семикиным и С. И. Авериным аналитическим путем.

Экспериментальная работа по изучению свободного турбулентного факела была проведена также О. Н. Ермолаевым под руководством С. Н. Шорина. Длина пламени определялась визуально по светящимся очертаниям границ факела в условиях затемненного помещения. Сжигался городской (московский) и сжиженный (бутан-пропановая смесь) газы** при истечении из сопл малого диаметра (от 2,7 до 10,1 мм). Отличие от опытов П. В. Левченко заключалось еще в том, что температура городского газа перед его истечением из сопла могла поддерживаться различной в пределах от 20 до 680°С. Подогрев сжиженного газа осуществлялся до 480°С. Скорости истечения газа доводились до 50 м/сек, абсолютная длина факела доходила при этом до 1—2 м.

Результаты исследования представлены на графике рис. 5-12 в логарифмической системе координат. В исследованных пределах расхода и температуры газа формулы для определения безразмерной длины круглой горящей струи имеют следующий вид:

а) для городского газа

$$\frac{L_{\Phi}}{d_0} = 56,3 \left(\frac{w_0^2}{gd_0} \right)^{0,125} \left(\frac{\gamma}{D} \right)^{0,3}; \quad (5-36)$$

** Теплота сгорания городского газа была равна 6 800—7 000 ккал/м³, а сжиженного — 21 700 ккал/м³.

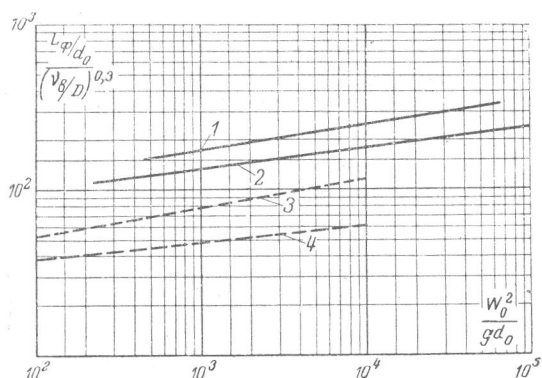


Рис. 5-12. Характеристика турбулентного диффузионного факела.

1 — пропан-бутановая смесь; 2 — московский городской газ; 3 — коксовый газ; 4 — генераторный газ из торфа.

б) для сжиженного газа

$$\frac{L_{\phi}}{d_0} = 56,3 \left(\frac{w_0^2}{gd_0} \right)^{0,162} \left(\frac{\nu}{D} \right)^{0,3}, \quad (5-37)$$

где ν — коэффициент кинематической вязкости, подсчитываемый при температуре окружающего воздуха;

D — коэффициент молекулярной диффузии, подсчитываемый по температуре газа на выходе из сопла.

Экспериментальные данные Шорина и Ермолаева представляют интерес с нескольких точек зрения. Во-первых, они подтверждают закономерность обработки опытных результатов в зависимости от критерия w_0^2/gd_0 применительно к высококалорийным газам. Во-вторых, они охватывают область сжигания подогретых газов, причем было установлено, что при прочих равных условиях повышение температуры газа приводит к уменьшению длины факела [Л. 73].

Формулы (5-36) и (5-37) похожи на выражение (5-34), полученное Левченко, однако в отличие от последнего формулы имеют одинаковый коэффициент 56,3 как для городского газа, так и для сжиженного, а значение показателя степени при w_0^2/gd_0 в случае городского газа меньше, чем этого можно было ожидать по данным Левченко. Эти неувязки следует отнести, по-видимому, за счет некоторого различия

методик исследования и обработки опытных данных, а также за счет непостоянства состава газа (городского и сжиженного).

Таким образом, в результате рассмотрения закономерностей развития факела, горящего в условиях свободной струи, мы пришли к заключению, что длина такого факела есть функция ряда параметров:

$$L_{\phi} = f(d_0, w_r, V_0 a, \gamma_r, D, \eta).$$

На практике большинство газогорелочных устройств работает не по принципу свободной струи, а имеют различные приспособления, позволяющие улучшить процесс смешения и тем самым увеличить интенсивность горения.

Имитируя условия работы горелочных устройств с аксиальной (соосной) подачей газа и воздуха, О. Н. Ермолаев провел исследование сложного факела, образующегося при истечении горючего газа из центрального сопла концентрической горелки с внешним спутным воздушным потоком (рис. 5-13, а).

Функциональная зависимость безразмерной длины турбулентного факела от различных факторов для указанного случая может быть ориентировочно выражена следующим образом:

$$\frac{L_{\phi}}{d_0} = f \left(\frac{V_0 a}{C_K}, \frac{1 - z_{\text{негв}}}{1 + \frac{V_0}{C_K} z_{\text{негв}}}, \frac{\rho_B w_K^2}{\rho_{\text{окр}} g d_K}, \frac{\rho_B w_K^2}{\rho_r w_0^2}, \frac{\nu}{D}, \frac{b}{d_K}, \frac{d_0}{d_K} \right), \quad (5-38)$$

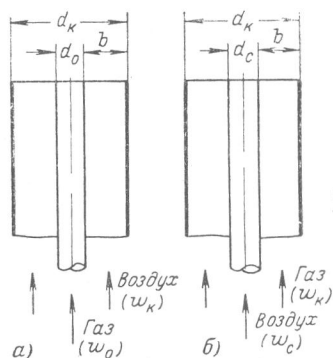


Рис. 5-13. Схемы экспериментальных горелок.

а — подача газа по центральной трубе; б — подача воздуха по центральной трубе.

где w_0 — скорость истечения газа из центрального сопла, м/сек;

w_k — скорость спутного (облегающего) потока, м/сек;

d_0 — диаметр центрального сопла, м;

d_k — наружный диаметр кольцевого сопла, м;

$\rho_B/\rho_{окр}$, ρ_B/ρ_r — отношения плотности воздуха к плотности окружающей среды* или газа;

$b = \frac{d_k - d_0}{2}$ — ширина воздушного потока.

Формула (5-38) получена О. Н. Ермолаевым путем рассмотрения процессов переноса масс и перемешивания этих масс в условиях горящих спутных струй. В том случае, когда сжигается газ определенного состава и без предварительного подмешивания к нему воздуха (первичного), причем температура воздуха постоянна, формула (5-38) принимает более простой вид:

$$\frac{L_{\Phi}}{d_0} = f \left(\frac{w_k^2}{gd_k}, \frac{\rho_B w_k^2}{\rho_r w_0^2}, \frac{v}{D}, \frac{b}{d_k}, \frac{d_0}{d_k} \right). \quad (5-39)$$

В выражении (5-38) гидродинамические критерии

$$\frac{\rho_B}{\rho_{окр}} \frac{w_k^2}{gd_k} \text{ и } \frac{\rho_B}{\rho_r} \frac{w_k^2}{w_0^2}$$

определяют относительный размер турбулентных глобул, причем первый из них позволяет оценить интенсивность захвата окружающего воздуха турбулентной струей облегающего потока, а второй представляющий собой соотношение скоростных напоров облегающего ($\rho_B w_k^2/2g$) и центрального ($\rho_r w_0^2/2g$) потоков, характеризует воздействие на начальный участок факела центрального потока, от

которого в основном зависит процесс перемешивания спутных потоков. Наконец, в соответствии с требованиями теории подобия геометрические характеристики спутных потоков отражены в выражениях (5-38) и (5-39) симплексами b/d_k и d_0/d_k .

В том случае, когда воздух подается через центральное сопло, а горючий газ — через междутрубное пространство (рис. 5-13, б), выражение (5-38) принимает следующий вид:

$$\frac{L_{\Phi}}{d_k} = f \left(\frac{V_0 \alpha}{C_k}, \frac{1 - \alpha_{перв}}{1 + \frac{V_0}{C_k} \alpha_{перв}}, \frac{\rho_r}{\rho_0} \frac{w_k^2}{gd_k}, \frac{\rho_r}{\rho_B} \frac{w_k^2}{w_c^2}, \frac{v}{D}, \frac{b}{d_k}, \frac{d_c}{d_k} \right), \quad (5-40)$$

где w_c — скорость истечения воздуха из центрального сопла, м/сек;

w_k — скорость истечения газа из кольцеобразного канала, м/сек;

d_c — диаметр центрального сопла, м.

Конкретный вид зависимостей (5-38) и (5-40) устанавливается путем экспериментального исследования процесса горения газа в соответствующих устройствах. В частности, критериальное уравнение типа (5-40) для сложного диффузионного факела** при подаче воздуха через центральное сопло и московского городского газа — через междутрубное пространство имеет по опытным данным О. Н. Ермолаева [Л. 73] следующий вид:

$$\frac{L_{\Phi}}{d_k} = 48,7 \left(\frac{\rho_r}{\rho_B} \frac{w_k^2}{w_c^2} \right)^{0,125} \times \left(\frac{d_c}{d_k} \right)^{-0,33} \left(\frac{b}{d_k} \right)^{0,55}. \quad (5-41)$$

Рассмотрим теперь еще одно уравнение определения длины свободных турбулентных пламен, предложенное А. Кюде на основании теории струйного движения [Л. 74]:

$$L = k_1 \frac{1 + r_t}{R} \sqrt{\frac{qs'}{u}}, \quad (5-42)$$

* Имеется в виду, что горелка установлена не в топочной камере, а в неподвижной воздушной среде.

** Горелка испытывалась в окружении неподвижного (атмосферного) воздуха.

где r_t — количество воздуха, теоретически необходимое для горения, $кг/кг$ газа;

q — объемная скорость истечения вещества (газа, воздуха или пара), являющегося источником движения, $м^3/сек$;

s' — удельный вес указанного вещества, $кг/м^3$;

u — скорость истечения того же вещества, $м/сек$;

R — отношение количества вещества, являющегося источником движения, к количеству топлива, $кг/кг$ газа;

k_1 — опытный коэффициент, имеющий размерность $кг^{1/2}/м^{1/2}$.

Уравнение (5-42), по утверждению Кюде, согласуется с экспериментальными данными и может быть использовано для различных видов топлива (жидких и газовых), даже весьма сильно отличающихся друг от друга по теплотехническим характеристикам (теплоте сгорания и др.).

Переходим к рассмотрению опытных данных по влиянию некоторых факторов на длину и на другие параметры газового диффузионного факела. При рассмотрении их следует особое внимание уделять конкретным условиям, при которых они получены.

Пользоваться этими данными для суждения о влиянии тех или иных факторов в условиях, сильно отличающихся от указанных, следует с большой осторожностью, чтобы не допустить при этом серьезных ошибок.

В первую очередь рассмотрим результаты опытных работ, проведенных А. В. Арсеевым во Всесоюзном научно-исследовательском институте металлургической теплотехники (ВНИИМТ). В этих работах изучалось строение наиболее простого (осесимметричного) факела в цилиндрической камере при сжигании генераторного газа. В задачу исследования входило изучение влияния на строение турбулентного факела следующих факторов: а) абсолютных скоростей истечения газа и воздуха из горелки, а также соотношения

этих скоростей; б) предварительного подогрева компонентов горения; в) размеров камеры сгорания; г) избытка воздуха.

Опыты были проведены с горелкой, служившей для раздельной подачи газа и воздуха по concentрическим трубам. Наружная труба имела диаметр 50 мм, а внутренняя (центральное сопло) была сменной. Изменяя диаметр центрального сопла, удавалось варьировать соотношение площадей выходных сечений сопла F_c и кольцевой щели F_m в пределах от 4:1 до 1:4. Распределение скоростей истечения газа и воздуха из горелки было довольно равномерным. Перед горелкой были установлены электрические нагреватели для подогрева газа и воздуха до температуры 750°С. Анализ продуктов горения осуществлялся при помощи аппаратов ОРСА и ВТИ-2.

Результаты опытов сводятся к следующему.

При увеличении нагрузки (и, следовательно, абсолютных скоростей истечения газа и воздуха из горелки) в 2—3 раза наблюдалось увеличение дальности факела как при сжигании холодного газа с холодным воздухом, так и при подогреве компонентов горения до температуры порядка 700°С.

При изменении соотношения истечения газа и воздуха были зафиксированы следующие результаты: а) длина факела имеет наибольшее значение в тех случаях, когда истечение газа и воздуха происходит со скоростями, мало отличающимися друг от друга; б) при отклонении соотношения скоростей газа и воздуха от единицы (в ту или другую сторону) факел укорачивается.

Особый интерес представляет та часть исследования, которая посвящена изучению влияния начальной температуры газа и воздуха на длину факела [Л. 60]. Этот интерес обусловлен невозможностью теоретически предугадать результаты не только количественно, но и качественно. Поскольку вязкость газов возрастает с увеличением их температуры, высказывались предположения, что сжигание подогретых компонентов горения будет происхо-

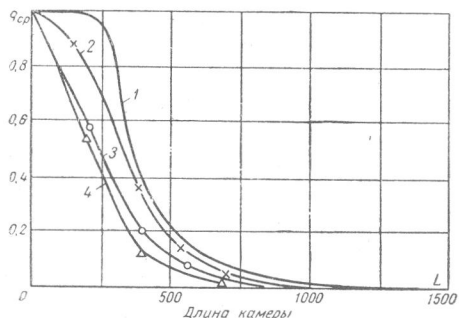


Рис. 5-14. Влияние предварительного подогрева газа и воздуха на диффузионное горение.

1 — при сжигании газа без подогрева; 2 — с подогревом только воздуха до 700°С; 3 — с подогревом только газа до 700°С; 4 — с подогревом газа и воздуха до 700°С.

дуть в более растянутом факеле, чем сжигание холодного газа с холодным воздухом. Интерес к указанным исследованиям со стороны практиков обусловлен широким применением в котельной и печной технике рекуперативного подогрева воздуха, а в некоторых случаях и газа.

Результаты опытов, проведенных А. В. Арсеевым и Т. В. Шаровой, представлены на рис. 5-14. По оси абсцисс графика отложено расстояние, на котором находятся исследуемые сечения камеры горения от торца горелки, а по оси ординат — средние по сечению значения химической неполноты горения (q_3). Из сопоставления экспериментальных кривых выгорания отчетливо видно, что медленнее всего идет процесс горения холодного газа на холодном дутье (кривая 1), быстрее — процесс сгорания холодного газа при температуре дутья около 700°С (кривая 2); еще быстрее — горение газа, подогретого до ~700°С, при холодном дутье (кривая 3) и наиболее быстро — горение газа, подогретого до 700°С при дутье, подогретом до 700°С. Аналогичные выводы о благоприятном влиянии подогрева компонентов горения можно сделать также из анализа других графиков, характеризующих изменение температур, снижение концентрации горючих газов и увеличение концентрации продуктов сгорания по длине камеры.

Исследователи считают, что интенсифицирующее действие пред-

варительного подогрева на процесс диффузионного горения объясняется рядом причин. Одна из причин связана с изменением абсолютных и относительных значений скоростей истечения газа и воздуха из горелки; поскольку значения расхода газа и коэффициента избытка воздуха остаются почти постоянными, то соотношения скоростей меняются в значительной мере даже при неизменном диаметре газового сопла. Так, например, в опытах с газовым соплом диаметром 30 мм отношение скорости истечения газа к скорости истечения воздуха варьировалось от 0,51 до 5,39 (табл. 5-1).

Таблица 5-1

Условия проведения опытов	Нагрузка по суммарному газу, $\text{м}^3/\text{ч}$	Коэффициент избытка воздуха α	Температура подогрева, °С		Отношение скоростей	
			газа	воздуха	$\frac{w_g}{w_v}$	$\frac{w_v}{w_g}$
Без подогрева . .	55,0	1,08	19	20	1,63	0,61
С подогревом газа и воздуха	54,4	1,12	700	700	1,63	0,62
С подогревом воздуха	51,6	1,04	32	700	0,51	1,96
С подогревом газа	54,3	1,0	681	28	5,39	0,18

Следовательно, при расшифровке сущности влияния на процесс горения подогрева одного из компонентов необходимо учитывать, увеличивает ли она неравенство скоростей истечения газа и воздуха из горелки или, наоборот, выравнивает эти скорости. В первом случае длина пламени уменьшается, а во втором увеличивается.

Другая причина, обуславливающая (по мнению авторов исследования) влияние подогрева на длину факела, заключается в более устойчивом воспламенении, начиная от кромки выходного сечения горелки, тогда как при сжигании холодного газа с холодным воздухом воспламенение свободной топливной струи осуществляется, как правило, на некотором расстоянии от торца горелки.

Отдавая должное тщательности вышеописанной экспериментальной работы, проведенной во ВНИИМТ, следует отметить, что результаты

этих опытов еще не дают ответа на многие вопросы, связанные с переводом котлов на газовое топливо.

В связи с этим имеют большое значение специальные исследования свойств горящего факела непосредственно в топках паровых котлов или в экспериментальных камерах горения, в которых делаются попытки воспроизвести реальные условия применения газовых горелок в котельной технике.

К числу таких работ следует отнести в первую очередь исследование зависимости эффективности горения от начальных условий процесса смещения газа с воздухом в горелках, установленных на фронтальной стене топки котла ТП-20 производительностью 20 т/ч, проведенное А. А. Авдеевой (ОРГРЭС) в эксплуатационных условиях [Л. 75].

Экспериментальная горелка (рис. 5-15) была сконструирована таким образом, что позволяла варьировать скорость w_r истечения газа из кольцевой щели 1 центральной трубы 2. Расход газа (московского городского) поддерживался постоянным (1 100 м³/ч), а изменение величины w_r в пределах от 22 до 187 м/сек достигалось путем уменьшения ширины щели от 16 до 2 мм. Закручивание воздушного потока осуществлялось при помощи улитки 3. Частично смешение потоков осуществлялось в амбразуре 4, цилиндрический участок которой имел диаметр 550 мм, а частично — на выходе из амбразуры, т. е. в топочном пространстве, где происходит горение.

Длина участка предварительного смешения L_c , равная расстоянию от газовыпускной щели до выходного сечения цилиндрической части амбразуры, могла изменяться в пределах от 40 до 350 мм путем перемещения трубы 2 вдоль ее оси. Относительная длина смешения $l_c = L_c/D_c$, где D_c — диаметр амбразуры (550 мм), варьировалась в пределах от 0,08 до 0,64.

Первая серия опытов была проведена при $L_c = 350$ мм, что позволяло сжигать газ в несветящемся (прозрачном) пламени и имитиро-

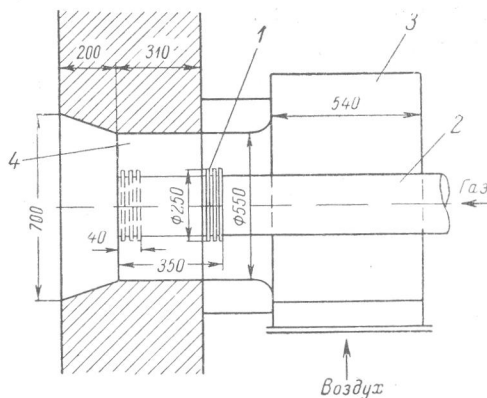


Рис. 5-15. Экспериментальная горелка с центральной подачей газа.

1 — газовыпускная щель; 2 — центральная труба; 3 — улитка; 4 — амбразура.

вать горелочное устройство предварительного смешения с укороченным смесителем. Методика исследования сводилась к определению содержания кислорода в газо-воздушной смеси на расстояниях от газовыпускной щели, равных 100, 200, 280 и 350 мм. Этим путем удавалось фиксировать поля перемешивания газа с воздухом в различных сечениях горелочной амбразуры. Параллельно с этим отбирались пробы продуктов горения за пароперегревателем. Пробы анализировались затем на содержание CO_2 и O_2 прибором ГХП-3, а на содержание CO , H_2 и CH_4 — прибором хроматографического типа, чем обеспечивалась высокая точность (до 0,1%) определения потерь тепла от химической неполноты горения q_3 , а также коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем $\alpha''_{пп}$.

Результаты данной серии опытов представлены на рис. 5-16, а в виде графика, иллюстрирующего зависимость q_3 от $\alpha''_{пп}$. Независимо от скорости истечения газа из щели все опытные точки группируются около одной линии (кривая 1), на основании чего автором исследования был сделан вывод, что в данном случае неполнота горения не определяется соотношением динамических напоров воздуха и газа $\gamma_v w_v^2 / \gamma_r w_r^2$, где γ_v — удельный вес воздуха, γ_r — удельный вес газа; w_v — скорость движения воздуха; w_r —

скорость истечения газа из газовойпускной щели.

Рассмотрение концентрационных полей, зафиксированных при почти постоянном коэффициенте избытка воздуха ($\alpha''_{\text{шт}} = 1,15 \div 1,18$) и различных скоростях истечения газа, показало, что в выходном сечении амбразуры, т. е. при $l_c = 0,64$, кислород распределяется по поперечному сечению амбразуры равномерно. Измеренная концентрация кислорода $O_{2l}^{\text{изм}}$ в различных точках сечения отличалась от расчетного значения $O_2^{\text{расч}}$ не более чем на $\pm 1 - 3\%$ (абсолютных).

При меньшей относительной длине участка предварительного смешения, т. е. на расстоянии 100; 200 и 280 мм от газовойпускной щели, величина $O_{2l}^{\text{изм}}$ отличалась от $O_2^{\text{расч}}$ гораздо сильнее (особенно при $w_r = 187 \text{ м/сек}$).

Вторая серия опытов была проведена при выдвинутом (в сторону топки) положении газовойпускной щели, которое показано на рис. 5-15 пунктиром. Таким образом, длина смешения была сведена к минимуму ($L_c = 40 \text{ мм}$), вследствие чего светимость пламени увеличилась. Таким образом в этой серии опытов исследовался вариант горелки, ра-

ботающей без предварительного смешения газа с воздухом.

Результаты второй серии опытов представлены на рис. 5-16, где каждому значению w_r соответствует отдельная зависимость. Наибольшие значения q_3 (свыше 2%) имеют место при повышенных значениях w_r , тогда как при $w_r = 20 \div 29 \text{ м/сек}$ величина q_3 достигает значения (около 0,5%) уже при $\alpha''_{\text{шт}}$ порядка 1,1.

Таким образом было показано, что в топочной камере больших размеров (объемное теплonaпряжение всего $150 \text{ Мкал/м}^3 \cdot \text{ч}$) можно получить примерно одинаковые показатели эффективности горения газа при использовании горелок предварительного смешения с укороченным смесителем и горелок, работающих без предварительного смешения газа с воздухом. Кроме того, А. А. Авдеевой было доказано, что хорошее молярное смешение можно обеспечить при сравнительно небольших значениях относительной длины смешения ($l_c = 0,64$), несмотря на то, что истечение газа происходило из кольцевых щелей, а не из круглых отверстий или косых щелей, обычно применяемых на практике.

Наряду с этим вывод А. А. Авдеевой о независимости эффективности смешения от скорости истечения газа при l_c не менее 0,64 слишком категоричен и потому нуждается в оговорках, которые сделаны в гл. X при обсуждении методики расчета горелок, предложенной Ю. В. Ивановым.

* Величина $O_2^{\text{расч}}$ определялась расчетом как содержание кислорода в гомогенной смеси городского газа с воздухом при заданном значении коэффициента избытка воздуха.

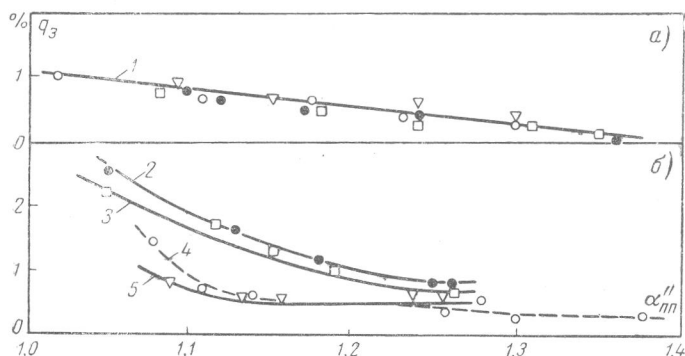


Рис. 5-16. Потери тепла от химической неполноты горения в зависимости от коэффициента избытка воздуха при различных скоростях истечения газа.

а — длина зоны смешения 350 мм; б — то же 40 мм; 1 — ширина газовойпускной щели от 2 до 16 мм; 2, 3, 4, 5 — ширина газовойпускной щели соответственно 2, 8, 12 и 16 мм.

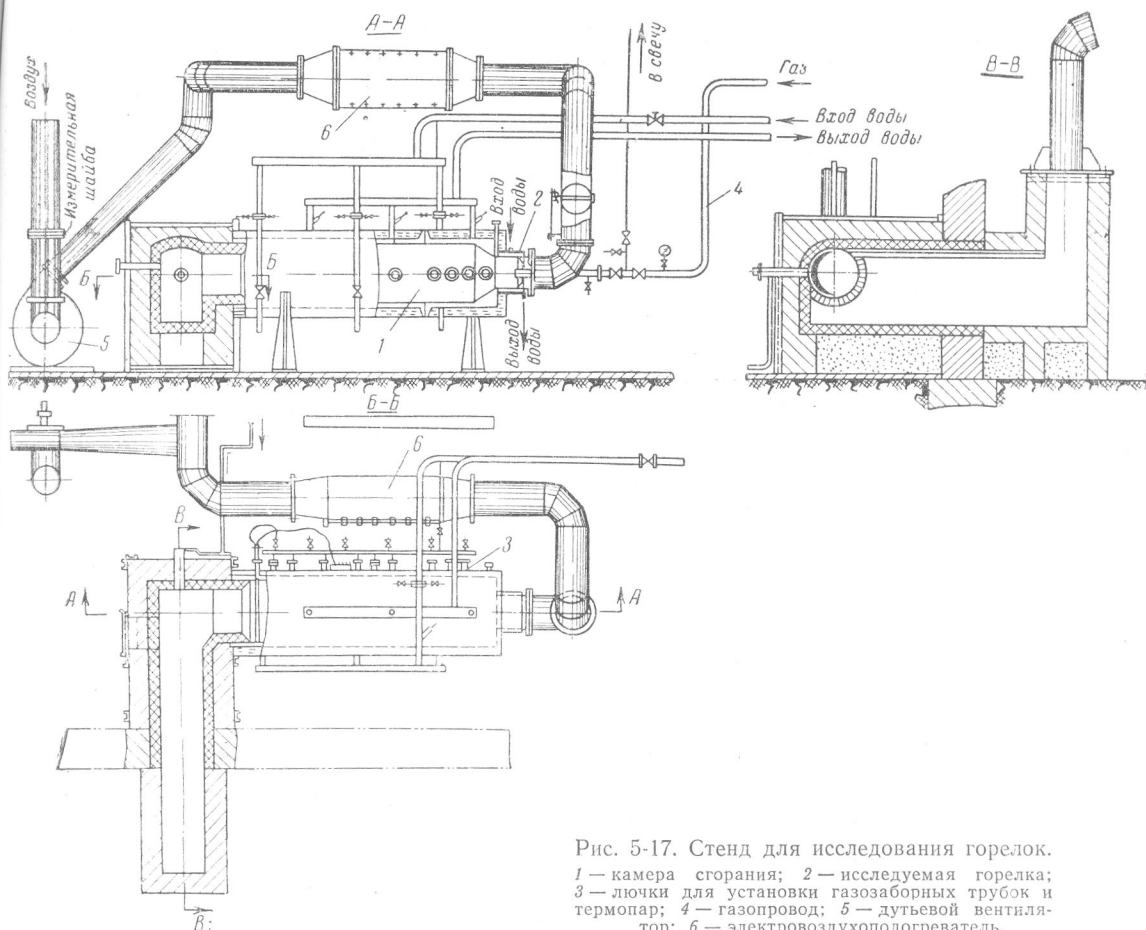


Рис. 5-17. Стенд для исследования горелок.
1 — камера сгорания; 2 — исследуемая горелка;
3 — лючки для установки газозаборных трубок и
термопар; 4 — газопровод; 5 — дутьевой вентилятор;
6 — электровоздухоподогреватель.

Что же касается практического значения вывода о независимости q_3 от соотношения между динамическими напорами газа и воздуха при малых значениях l_c , то следует иметь в виду, что этот вывод сделан для случая истечения газа из кольцевых щелей. Вряд ли можно сомневаться, что при истечении газа из отверстий, размещенных на некотором правильно выбранном расстоянии друг от друга (см. гл. X), различие в скоростях истечения газа не отразилось бы заметно на величине химического недожога.

В более широком диапазоне изменения изучаемых параметров исследования свойств горящего факела были проведены на огневом стенде сотрудниками ЦКТИ и Таганрогского котлостроительного завода (ТКЗ) [Л. 76].

Стенд (рис. 5-17) представлял собой камеру сгорания, выполнен-

ную в виде трубы 1 диаметром 800 мм и длиной 3000 мм, которая охлаждалась снаружи секционированной водяной рубашкой. Исследуемая горелка 2 устанавливалась в торцевой части камеры сгорания. Производительность горелки по природному газу была равна 200 м³/ч, причем тепловое напряжение поперечного сечения горелки Q/F составляло всего 1 млн. ккал/м²·ч, тогда как в вышеописанных опытах ОРГРЭС Q/F были примерно в 4 раза больше, что более характерно для современной техники сжигания газа в топках паровых котлов.

Отбор проб продуктов горения осуществлялся газозаборными трубками, для размещения которых на различном расстоянии от горелки было предусмотрено шесть лючков 3. Относительное расстояние от кратера горелки до лючков $l_{л}/d$ было

равно соответственно 0,54; 1,10; 1,68; 2,43; 3,05 и 3,66. Лючки использовались также для установки термопар и для визуального наблюдения за развитием факела. Газ подавался в горелку по заводскому газопроводу 4, а подача воздуха осуществлялась дутьевым вентилятором 5. Подогрев воздуха осуществлялся в электронагревателе 6.

Конструкция исследованных горелок с центральной и периферийной подачей газа в поток воздуха, закрученный регистром, показана схематически на рис. 5-18. Во всех исследованных горелках была предусмотрена возможность изменения отдельных конструктивных параметров (главным образом размера и взаиморасположения газовыпускных отверстий, а также длины участка смешения) в довольно широких пределах.

Методика исследования горелок заключалась в определении концентрационных и температурных полей продуктов горения на различных расстояниях от кратера горелки, а также гидравлического сопротивления горелок и тепловосприятия стенок камеры по отдельным секциям. Кроме того, велись

визуальные наблюдения за факелом. Анализ состава продуктов горения осуществлялся при помощи газоанализатора с дожиганием системы Николаева и хроматографа типа ХТХГ-1.

Целью исследования было выявление влияния на процесс горения крутки воздушного потока, длины участка предварительного смешения, пережима амбразуры, формы и размера газовыпускных отверстий, скорости истечения газа из указанных отверстий, температуры подогрева воздуха и т. п.

Влияние крутки воздушного потока исследовалось на горелках с центральной и периферийной подачей газа путем проведения серии опытов, в которых аксиальная подача воздуха сравнивалась с закрученной. Закручивание потока осуществлялось при помощи трех сменных регистров с плоскими лопатками*, установленными соответственно под углом 30, 45 и 60°. Таким образом удавалось варьировать угол закрутки от 0 до 60°.

* Регистр изготовлялся таким образом, чтобы одна лопатка перекрывала другую на 10—20%.

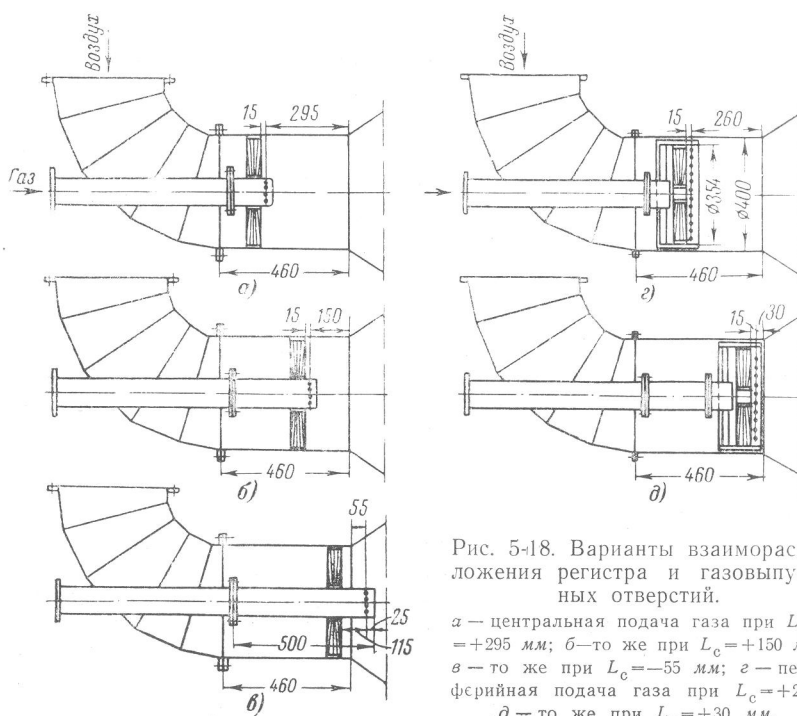


Рис. 5-18. Варианты взаиморасположения регистра и газовыпускных отверстий.

а — центральная подача газа при $L_c = +295$ мм; б — то же при $L_c = +150$ мм; в — то же при $L_c = -55$ мм; г — периферийная подача газа при $L_c = +260$ мм; д — то же при $L_c = +30$ мм.

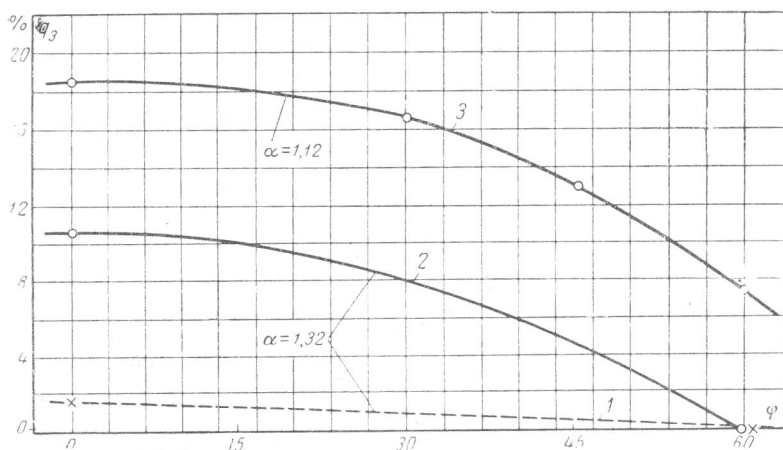


Рис. 5-19. Зависимость потери тепла от химического недожога (q_3) от угла установки лопаток в регистре φ (при $Q/V=2 \cdot 10^6$ ккал/м³·ч).
1 — периферийная подача газа; 2 и 3 — центральная подача газа.

В результате этого исследования было установлено, что при анализе продуктов горения в 4-м лючке на расстоянии от кратера горелки, равном 930 мм (объемное теплоснабжение Q/V для этого случая равно $2 \cdot 10^6$ ккал/м³·ч), зависимость потери тепла от химического недожога q_3^* от угла наклона лопаток φ выражается кривыми, представленными на рис. 5-19. При периферийной подаче газа влияние угла установки лопаток в регистре слабое (кривая 1). В противоположность этому при центральной подаче газа (кривые 2 и 3) уменьшение угла крутки влечет за собой резкое увеличение химического недожога. При анализе продуктов горения в 6-м лючке (на расстоянии от кратера горелки с центральной подачей газа, равном $3,66 \cdot 330 = 1370$ мм), что соответствует $Q/V = 1,3 \cdot 10^6$ ккал/м³·ч, влияние угла установки лопаток в регистре сказывается на полноте горения меньше, чем при $Q/V = 2 \cdot 10^6$ ккал/м³·ч.

Данной серией опытов было установлено, что с переходом от аксиальной подачи воздуха к закрученной факел укорачивается и становится более прозрачным. Отмечено также, что переход от аксиальной подачи воздуха к подаче через

регистр с лопатками, установленными под углом 60°, сопровождается увеличением аэродинамического сопротивления по воздушной стороне в 3—4 раза.

Вторая серия опытов была посвящена исследованию влияния длины участка предварительного смешения газа с воздухом. Как это видно из рис. 5-18, местоположение регистра и газовых выпускных отверстий варьировалось таким образом, что абсолютная длина участка предварительного перемешивания газа с воздухом в полости амбразуры L_c могла изменяться от +295 до —55 мм, причем первая цифра относится к углубленному положению газовых выпускных отверстий по отношению к выходному сечению амбразуры, а вторая — к выдвинутому (из цилиндрической части амбразуры). Относительная длина участка перемешивания $l_c = L_c/D_c$ варьировалась в пределах от +0,74 до —0,14.

Результаты второй серии опытов представлены на рис. 5-20 в виде графической зависимости потери тепла от химического недожога q_3 , имевшей место в 4-м сечении камеры сгорания, от абсолютной длины участка смешения L_c .

При центральной подаче газа (кривые 1 и 2) величина q_3 резко повышается по мере уменьшения L_c и при $L_c = -55$ мм достигает 18%.

* В нескольких точках сечения камеры забирались пробы продуктов горения, в статье не сообщаются.

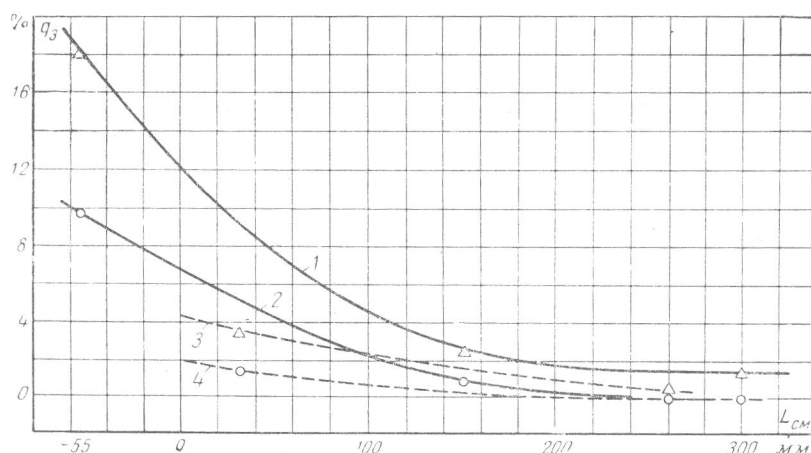


Рис. 5-20. Зависимость потери тепла от химического недожога (q_3) от длины участка смешения L_c (при $Q/V=2 \cdot 10^6$ ккал/м³·ч).
1 — центральная подача газа, $\alpha=1,22$; 2 — то же, $\alpha=1,33$; 3 — периферийная подача газа; $\alpha=1,22$; 4 — то же, $\alpha=1,33$.

При периферийной подаче газа (кривые 3 и 4) также наблюдается повышение q_3 по мере сокращения L_c , но абсолютная величина q_3 при наиболее неблагоприятных условиях не превосходит 2—4%. Отмечается, что при одинаковом заглублении газовыпускных отверстий и равных прочих параметрах абсолютная величина q_3 — у горелки с центральной подачей газа значительно выше, чем у горелки с периферийной подачей газа.

Следовательно, выявленное влияние величины L_c на q_3 находится в соответствии с упомянутыми выше выводами, сделанными А. А. Авдеевой. Однако при сопоставлении этих данных следует учитывать, что в последнем случае речь идет о топочном пространстве с объемным теплонпряжением

$Q/V=150$ тыс. ккал/м³·ч, а в первом случае — о коротком участке цилиндрической камеры горения, для которого Q/V равно 2×10^6 ккал/м³·ч, что менее показательно, так как не дает представления о потерях от химического недожога при объемных теплонпряжениях современных котельных топок, предназначенных для работы не только на газе, но и на резервном топливе.

Третья серия опытов была поставлена для того, чтобы выявить влияние формы и размера газопускных отверстий.

С этой целью в горелке с центральной подачей газа (рис. 5-18,а) предусматривались различные съемные дырчатые сопла, отличавшиеся друг от друга формой и размером газопускных отверстий. Характе-

Таблица 5-2

Параметр	Сопла				
	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4	№ 5
Общее количество отверстий	156	56	23	14	32
Количество отверстий в ряду	52	28	23	14	24/8
Количество рядов	3	2	1	1	2
Шаг между отверстиями в ряду, мм	6,5	12,1	14,7	24,2	14,1/42,4
Шаг между рядами, мм	15	15	—	—	15
Диаметр отверстий, мм	3	5	7,5	10	5 и 10
Суммарная площадь отверстий, 10^{-6} м ²	1 100	1 100	1 010	1 100	1 100

ристика пяти сопел с круглыми отверстиями приведена в табл. 5-2. Кроме того, были испытаны сопла с газовыпускными отверстиями в виде щелей (прямых и косых) прямоугольного сечения.

К сожалению, все сопла были испытаны только при наибольшем заглублении ($L_c=295$ мм) газовыпускных отверстий и в сочетании с регистром, в котором лопатки были расположены под углом $\alpha=60^\circ$. Эти обстоятельства помешали выявить влияние формы и размера газовыпускных отверстий, так как характер и полнота выгорания природного газа во всем исследованном диапазоне оказались практически одинаковыми. Несколько худшие результаты были получены только при испытании некоторых сопел с отверстиями в виде щелей.

Четвертая серия опытов была поставлена с целью выявить влияние скорости истечения газа w_r . Изменение w_r в пределах от 30 до 105 м/сек осуществлялось за счет изменения числа газовыпускных отверстий, тогда как производительность горелки, диаметр газовыпускных отверстий и скорость воздуш-

ного потока оставались неизменными. Такой способ, конечно, небезупречен, так как одновременно с изменением w_r изменяется шаг между отверстиями и результирующая зависимость не может получиться однозначной.

Результаты данной серии опытов по потерям тепла от химического недожога, имевшим место в 4-м сечении, представлены на нижнем графике рис. 5-21.

При центральной подаче газа кривая $q_3=f(w_r)$ имеет ясно выраженный минимум при значениях w_r порядка 60 м/сек (кривая 1), несмотря на то, что опыты, так же как и в предыдущей серии, проводились при заглубленном положении ($L_c=295$ мм).

При периферийной подаче газа кривая $q_3=f(w_r)$ также имеет минимум, который выражен менее отчетливо и соответствует значениям w_r около 95 м/сек (кривая 2).

Наконец, пятая серия опытов позволила выявить влияние подогрева воздуха на потери тепла от химического недожога. При центральной подаче газа и $L_c=295$ мм увеличение температуры воздуха, по-

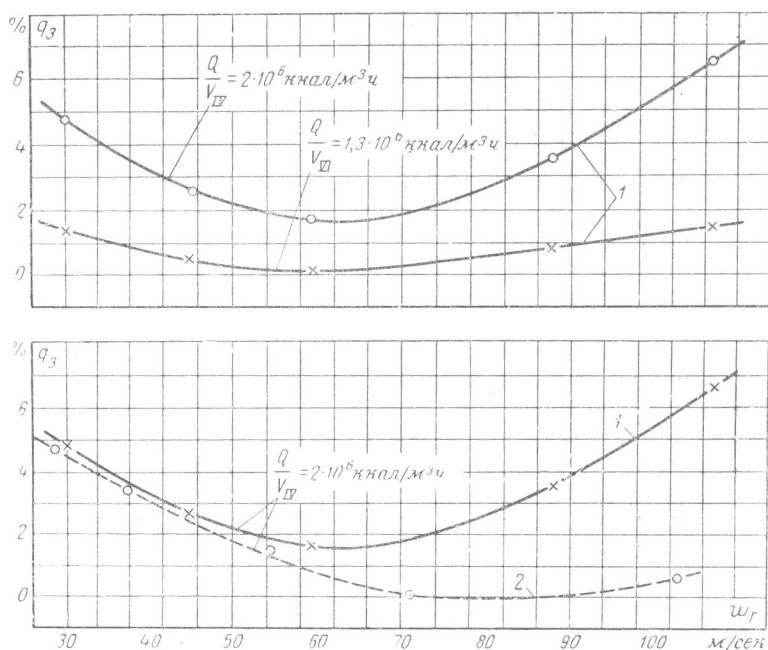


Рис. 5-21. Зависимость потери тепла химического недожога (q_3) от скорости истечения газа в закрученный поток воздуха w_r ($L_c=260$ и 295 мм, $\varphi=60^\circ$).

1 — центральная подача газа; 2 — периферийная подача газа.

ступающего в горелку, приводит к уменьшению q_3 . Так, например, при работе горелки на холодном воздухе в 4-м сечении q_3 равняется 2%, а при подогреве воздуха до $t_B = 260^\circ \text{C}$ q_3 уменьшается до нуля. В более близком к горелке 3-м сечении влияние подогрева дутья сказывалось в том же направлении, но более сильно (q_3 снижалось с ~ 6 до 1,5%). Следовательно, результаты изучения влияния подогрева воздуха, полученные А. В. Арсеевым и С. Г. Бескиным, не противоречат друг другу, несмотря на то, что получены при различных условиях факелообразования.

5-3. ТЕПЛООБМЕННЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ФАКЕЛОВ

Следует с самого начала оговориться, что по теплообменным характеристикам различных факелов еще очень мало накоплено и обобщено четких экспериментальных и практических данных, в результате чего до сих пор еще появляются недостаточно правильные или даже ошибочные оценки и трактовки фактов, связанные с тем, что в должной мере не учитывается сложность рассматриваемого вопроса.

Радиационная характеристика факела обуславливается:

а) «невидимым» лучеиспусканием, которое зависит от содержания в продуктах горения трехатомных газов (H_2O , CO_2 , SO_2), а также от толщины и формы газового потока;

б) «видимым» лучеиспусканием, которое зависит от наличия в газовой среде раскаленных частичек сажи, образующихся в результате крекинга углеводородов.

Интенсивность «невидимого» излучения при неизменных свойствах топлива и конструкции топki является функцией лишь избытка воздуха, с которым протекает горение. Сжигание углеводородов в несветящемся факеле происходит в тех случаях, когда предварительно осуществляется не только грубое молярное, но и более или менее полное молекулярное смешение газа с воздухом. В этих случаях крекинг угле-

водородов не успевает произойти, «видимое» лучеиспускание практически отсутствует и степень черноты мала.

Если же газ и воздух поступают в топку отдельными (например, спутными) потоками, то процесс смешения газа с воздухом осуществляется при высокой температуре в объеме горящей струи. В данных случаях замедленность смешения обуславливает локальный прогрев газовых потоков (до поступления воздуха в зону подогрева) и крекинг углеводородов с образованием более простых веществ, в том числе атомарного углерода.

При агломерации атомов углерода образуются мельчайшие частицы сажи. Будучи сильно нагреты в атмосфере, не содержащей кислорода, эти частицы дают характерное ярко-желтое свечение и заметно (примерно в 3—3,5 раза) повышают степень черноты, а следовательно, и излучательную способность факела по сравнению с несветящимся факелом той же температуры.

Сжигание углеводородов в светящемся факеле представляет собой сложный процесс. Сложность заключается в том, что, кроме диффузии молекул кислорода из окружающей среды к фронту горения, имеют место следующие стадии:

1) химическая адсорбция молекул кислорода под влиянием силового поля, которое создается атомами углерода на поверхности сажистых частиц;

2) реагирование адсорбированного кислорода с углеродом;

3) десорбция продуктов горения (CO_2 и CO) с поверхности частиц;

4) диффузия продуктов горения в окружающую среду.

Поскольку реакция протекает между веществами, находящимися в разных фазах — твердой и газовой, горение углеводородов в светящемся пламени является гетерогенным процессом, занимающим какое-то промежуточное положение между гомогенным горением газа в несветящемся факеле и горением угольной пыли в потоке.

Общая (суммарная) скорость данного процесса, протекающего

при высоких температурах, определяется скоростью диффузии молекул кислорода, так как мелкодисперсные сажевые частицы принимают участие во всех перемещениях окружающей их газовой среды и по отношению к этой среде практически остаются неподвижными.

Метан, являясь простейшим углеводородом насыщенного ряда, хуже других газообразных углеводородов поддается крекингу с выделением сажистого углерода. Поэтому при сжигании сухого природного газа, состоящего в основном из метана, чаще, чем при сжигании других углеводородных газов (нефтепромысловых, нефтезаводских и др.), возникают трудности получения пламени нужной светимости.

Крекинг углеводородов происходит в горящей струе лишь в тех случаях, когда она имеет достаточно большое поперечное сечение, так как только при этом условии диффузия воздуха с поверхности факела в центральную (сердцевинную) часть струи получается достаточно медленной.

На светимость факела влияет также размер образующихся сажевых частиц. Исследования, выполненные с применением электронных микроскопов, показали, что размеры частиц в обычных диффузионных светящихся пламенах составляют 0,02—0,3 мк. В то же время, по расчетным данным Н. А. Захарикова, оптимальный размер сажевых частиц находится в пределах от 0,4 до 4,0 мк, так как при этом в единице объема факела содержится наибольшее число указанных частиц [Л. 77].

Необходимо, сказать, что до сих пор нередко случаи, когда вопрос о необходимости и целесообразности искусственного увеличения светимости факела решается односторонне, без учета основных взаимозависимостей.

Интенсивность передачи тепла радиацией от факела пламени и продуктов полного горения к экранным поверхностям нагрева зависит от факторов температурных, оптических (степень черноты) и аэродинамических (взаиморасположение

факела и экранов, характер заполнения экранированной камеры движущейся топочной средой и т. п.) [Л. 78].

Согласно основному закону лучистого теплообмена имеем:

$$E = a\sigma_0 T^4, \text{ ккал/ч,} \quad (5-42a)$$

где E — количество тепла, излучаемого 1 м² поверхности тела (поверхностная плотность излучения);

T — абсолютная температура излучающего тела;

a — степень черноты излучающего тела;

σ_0 — постоянная излучения, равная $4,96 \cdot 10^{-8}$ ккал/м² · ч × °град⁴.

При изменении светимости пламени значения T и a в уравнении (5-42a) могут одновременно меняться в различные стороны. Степень изменения указанных множителей, а следовательно, и суммарный эффект зависят от того, при каких условиях и каким путем достигается увеличение светимости факела (за счет ухудшения смешения газа с воздухом, карбюрации пламени или его автокарбюрации). Повышение светимости факела может и увеличить и уменьшить тепловой поток к тепловоспринимающим поверхностям.

Не подлежит сомнению, что при одинаковой температуре излучение несветящегося факела всегда меньше, чем светящегося. Если увеличение светимости факела достигается за счет ухудшения смешения газа с воздухом, то процесс горения замедляется, а пламя становится более растянутым, что в итоге влечет за собой понижение температуры факела (особенно в начальной его части, где происходит наиболее интенсивное излучение). При этих условиях согласно уравнению (5-42a) даже значительное увеличение степени черноты (в 1,5—2 раза) не даст никакого повышения теплоотдачи, если абсолютная температура излучателя уменьшится на 10—20%. В связи с этим в печной практике иногда применяют самокарбюрацию газа для того, чтобы полу-

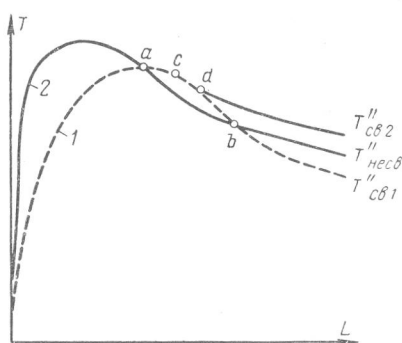


Рис. 5-22. Распределение температур при сжигании газа в экранированной топке. 1 — светящееся пламя; 2 — несветящееся пламя; $T''_{несв}$ — температура на выходе из топки при несветящемся пламени; $T''_{св1}$ и $T''_{св2}$ — то же при различном заполнении топки светящимся пламенем.

чить оптимальные размеры сажи-стых частиц в факеле без значительного снижения его температуры. При этих условиях эффект от повышения светимости факела может быть выше, чем снижение излучения факела из-за небольшого понижения температуры. Еще более эффективна карбюрация малосветящегося факела жидким топливом (мазутом или смолы).

В связи с большим числом параметров в рассмотренной выше зависимости становится вполне понятной противоречивость выводов, полученных различными исследователями, пытавшимися однозначно решить вопрос о том, какой факел предпочтительней в отдельных конкретных случаях — светящийся или несветящийся. Так, по опытным данным И. П. Гержоя (Мосэнерго) сжигание природного газа в светящемся факеле обеспечивает более низкую температуру продуктов горения на выходе из экранированных топок котлов большой мощности, чем при сжигании того же газа в прозрачном факеле [Л. 79]. По опытным данным В. П. Михеева (Куйбышевский политехнический институт), относящимся к топкам котлов малой мощности, более интенсивная теплоотдача наблюдается также, как правило, в тех случаях, когда природный газ сжигается в светящемся факеле [Л. 80]. Наряду с этим известны исследования, в ко-

торых получены результаты противоположного характера.

Противоречивость этих результатов может быть связана с тем, что интенсивность радиации зависит при прочих равных условиях не только от светимости факела и среднего температурного уровня. Существенное влияние оказывают также особенности распределения температур, что, к сожалению, не учитывается современными методами расчета лучистого теплообмена.

Для того чтобы лучше себе представить зависимость температуры T'' на выходе из топки котла от того, какая доля топочного объема занята светящейся частью пламени, рассмотрим график рис. 5-22, на котором изображено распределение температур в экранированной топке при сжигании газа в светящемся (кривая 1) и в несветящемся (кривая 2) факеле. Из этого графика видно, что не исключена вероятность того, что $T''_{несв} > T''_{св}$, где $T''_{несв}$ — температура на выходе из топки при сжигании газа несветящимся факелом, а $T''_{св}$ — то же при светящемся факеле. Это неравенство может иметь место, несмотря на то, что при сжигании несветящимся пламенем в топке развивается более высокая температура, причем максимум температурной кривой расположен ближе к устью горелки, чем при светящемся факеле. Графическое объяснение этого обстоятельства состоит в том, что кривые 1 и 2 могут иметь две точки пересечения — вблизи от зоны максимальных температур (точка a) и вблизи от выходного сечения топки (точка b). Наряду с этим можно себе представить и такие условия, при которых будет получаться, что $T''_{несв} < T''_{св}$. Это может иметь место, во-первых, когда топочная камера заканчивается в точке c, а во-вторых, когда светящееся пламя занимает лишь часть топочного объема и заканчивается, например, в точке d. В последнем случае температурная кривая 1 изменит свою конфигурацию, так как, начиная с точки d, спад температуры будет характеризоваться более полой линией [Л. 81].

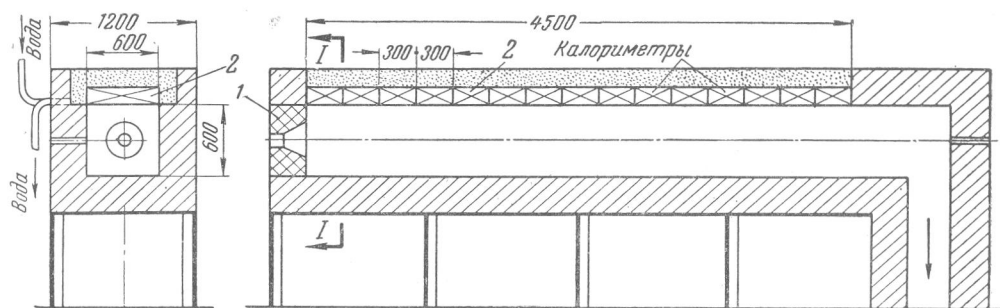


Рис. 5-23. Экспериментальная калориметрическая камера.

Рассмотрим в самых общих чертах некоторые экспериментальные материалы, относящиеся к данному вопросу.

В первую очередь рассмотрим опытные данные А. В. Кавадерова (ВНИИМТ), который изучал распределение интенсивности теплоотдачи по длине камеры, обогреваемой поочередно газовыми горелками различных типов или мазутной форсункой [Л. 82].

Опыты проводились на стенде, представляющем собой камеру прямоугольного сечения ($0,6 \times 0,6$ м) длиной около 5,3 м (рис. 5-23). В одной из торцевых стенок устанавливалась исследуемая горелка I (или форсунка). Боковые стенки и подина камеры футеровались огнеупорным легковесным кирпичом. Сводом камеры служили плоские калориметры 2 шириной 0,3 м каждый.

В газовых горелках сжигался генераторный газ, получавшийся при газификации коксика. Газ (сухой) имел низшую теплоту сгорания $920-1030$ ккал/м³. Содержание влаги в газе было равно $30-50$ г/м³; содержание смолы и пыли — не более 1 г/м³.

Теплота сгорания мазута составляла 10400 ккал/кг; содержание влаги — $4,6-9,6\%$. Мазут подавался в форсунку нагретым до $70-80^\circ\text{C}$ под давлением 6 ат.

Конструкции исследованных топливосжигающих устройств схематически изображены на рис. 5-24. Следует иметь в виду, что:

а) горелка I односоплового типа работала без предварительного смешения, т. е. с вводом газа и воз-

духа отдельными потоками в центре сечения камеры; воздушное сопло имело диаметр 68 мм, а ширина периферийной кольцевой щели, служившей для подачи газа, была равна 22 мм;

б) горелка II односоплового типа работала с предварительным

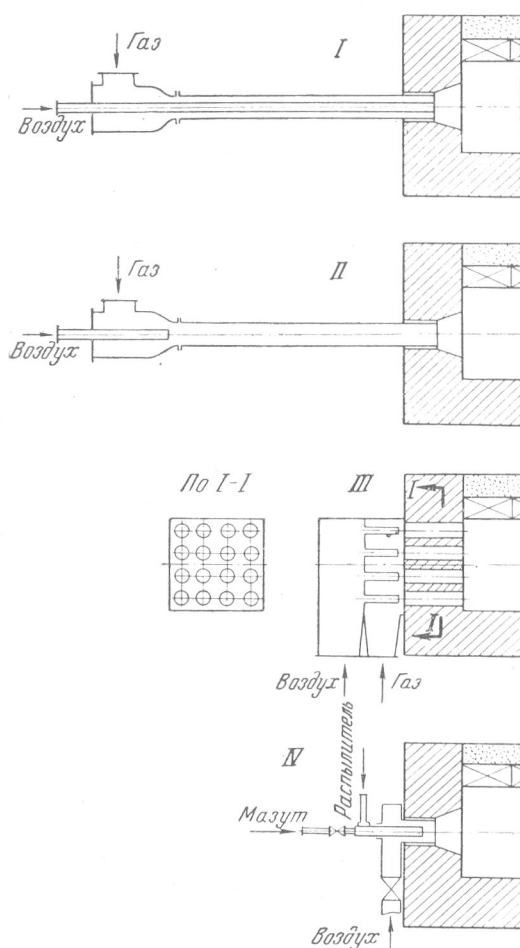


Рис. 5-24. Схема горелок и форсунок, исследованных на стенде ВНИИМТ.

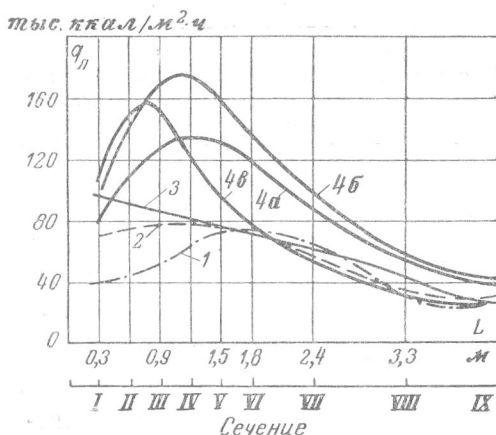


Рис. 5-25. Изменение удельной теплоотдачи излучением по длине экспериментальной камеры.

1 — газовая горелка типа I (рис. 5-24) при $\alpha = 1,15 \div 1,20$; 2 — то же типа II ($\alpha = 1,05 \div 1,10$); 3 — то же типа III ($\alpha = 1,15 \div 1,20$); 4 — мазутная форсунка: а — $\alpha = 1,05$; б — $\alpha = 1,22$; в — $\alpha = 1,45$.

смешением газа и воздуха, осуществлявшемся в смесителе диаметром 0,12 м и длиной 1,2 м; газозвушная смесь поступала в камеру по центру ее сечения;

в) горелка III многоканального типа работала также с предварительным смешением, но с подачей газозвушной смеси через 16 каналов диаметром 46 мм (длина каждого смесительного канала была равна 240 мм); каналы распределяли газозвушную смесь по всему сечению экспериментальной камеры;

г) для сжигания мазута использовалась форсунка высокого давления Днепропетровского металлургического института (ДМИ) с паровым ($p_{\text{п}} \approx 10$ ат, 150°C) или воздушным ($p_{\text{в}} \approx 6$ ат) распыливанием.

Тепловые нагрузки опытной камеры $BQ_{\text{л}}/V$ изменялись при сжигании газа от 250 до 270 тыс. ккал/м³·ч, а при сжигании мазута — в несколько больших пределах: 250—530 тыс. ккал/м³·ч. Коэффициент избытка воздуха варьировался в первом случае от 1,05 до 1,25, а втором — от 1,0 до 1,45.

Изменение удельной теплоотдачи излучением ($q_{\text{л}}$, ккал/м²·ч) по длине камеры показано на рис. 5-25. Средняя для каждого участка

удельная теплоотдача излучением подсчитывалась как разность между замеренной величиной суммарной удельной теплоотдачи и удельной теплоотдачей конвекцией ($q_{\text{к}}$, ккал/м²·ч), найденной расчетом по формулам, относящимся к случаю омывания канала (внутренняя задача). В эти формулы подставлялись следующие параметры, найденные из опыта: гидравлический диаметр камеры, средняя на участке температура газа, средняя по сечению скорость газа.

Линии 1, 2, 3 на рис. 5-25 относятся к случаям сжигания газа* в горелках I, II и III. Линии 4a, 4b и 4в характеризуют сжигание мазута с коэффициентом избытка воздуха, равным соответственно 1,05; 1,22 и 1,45.

При рассмотрении этих кривых следует иметь в виду, что при сжигании газа в горелках типа II и III (с предварительным смешением газа и воздуха), начиная с первого контролируемого сечения (0,3 м от головного торца камеры), состав газов не изменяется по всей длине зоны теплообмена, так как они представляют собой продукты практически полного горения. При работе горелки типа I процесс горения заканчивается, в основном, к пятому сечению, т. е. на длине пути около 1,5 м. Примерно на таком же расстоянии поток газа, выходящий из горелок типа I и II, раскрывается на все сечение камеры. При работе горелки типа III полное раскрытие потока наблюдается на расстоянии около 0,2 м от головного торца камеры.

В опытах с мазутом горение заканчивалось в зависимости от режимных условий на расстоянии 1,5—3,5 м, а полное раскрытие потока наблюдалось на расстоянии не ближе 2,0—2,5 м, причем большие значения относятся к случаю, когда $\alpha = 1,05$.

* Как это видно из подрисуночной подписи к рис. 5-25, избытки воздуха при испытании газовых горелок были, к сожалению, неодинаковы, что, вероятно, несколько сгладило контраст между кривой 1, с одной стороны, и кривыми 2—3, с другой стороны.

Анализируя взаиморасположение кривых 1—4, можно видеть, что на тех участках длины камеры, где имеют место процессы сажевыделения и горения, величина $q_{\text{л}}$ при сжигании мазута значительно больше, чем для прозрачных продуктов сгорания газового топлива. Лишь на расстоянии $\sim 1,5$ м от головного торца камеры кривые, относящиеся к случаям сжигания мазута и газа, начинают сближаться (особенно для случая сжигания мазута при $\alpha = 1,45$).

Таким образом график, приведенный на рис. 5-25, иллюстрирует различие излучательной способности мазутного и газовых факелов. Однако по этому графику нельзя судить о том, как изменяется теплопередача в зависимости от того, является ли факел светящимся или прозрачным. Этого нельзя делать потому, что температура факела при сжигании мазута была на $100\text{--}200^\circ\text{C}$ выше, чем при сжигании газа.

Сравним между собой кривые 1—3, относящиеся к сжиганию газового топлива. Горелка III, в которой газо-воздушная смесь подается в камеру через 16 каналов, обеспечивает наиболее интенсивную теплоотдачу излучением на начальном полутораметровом участке камеры. Сжигание газа в горелке I, сопровождающееся образованием длинного прозрачного пламени, на том же участке характеризуется наименьшей теплоотдачей. Кривая 2, относящаяся к горелке II, занимает промежуточное положение.

Теплообменные характеристики факелов пламени в цилиндрической водоохлаждаемой камере горения диаметром 300 мм весьма детально были изучены А. В. Арсеевым и А. С. Невским (ВНИИМТ). В их опытах генераторный газ сжигался в горелке примерно такой же конструкции, как горелка III, представленная на рис. 5-24. При проведении опытов, помимо тепла, передаваемого калориметрам (секциям камеры горения), измерялись поля температур, динамических напоров и концентраций газов в различных поперечных сечениях камеры. Опы-

ты подтвердили характер кривых 1, 2 и 4 (рис. 5-25), т. е. наличие максимума теплоотдачи на некотором расстоянии от кратера горелки. Поскольку столь значительную неравномерность распределения теплообмена по длине камеры горения нельзя объяснить изменением радиационной составляющей, исследователи занялись выяснением влияния аэродинамики потоков и уточнением величины конвективной составляющей в общем балансе теплообмена. С этой целью было проведено несколько серий опытов (огневых и продувочных) для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией по длине камеры. В результате было выявлено, что значения критерия Nu , полученные обычным путем, в несколько раз превышают величины Nu , полученные расчетным путем для тех же средних расходных скоростей в камере. Далее удалось установить, что высокие локальные значения коэффициента теплоотдачи конвекцией наблюдаются в конце зоны рециркуляции, образующейся при внезапном расширении потока. Максимум конвективной теплоотдачи возрастает с увеличением рециркуляционных потоков и наблюдается в тех местах, где внезапно расширившийся основной поток продуктов горения касается стенки камеры. Теплопередача конвекцией в камерах сгорания малых поперечных размеров может достигать 50% и более от общей передачи тепла, что является следствием более высоких действительных скоростей, а также больших градиентов температур и скоростей в пограничном слое, обусловленных вихревым характером движения газа в факеле [Л. 60].

В вышеописанных опытах А. В. Кавадерева, А. В. Арсеева и А. С. Невского, как уже указывалось, сжигался генераторный газ, почти не содержащий углеводов и дающий пламя, не обладающее светимостью даже при плохом смешении с воздухом. Это означает, что при горении данного газа хотя и имеет место излучение H_2O и CO_2 , содержащихся в продуктах горения, но это излучение сравнительно

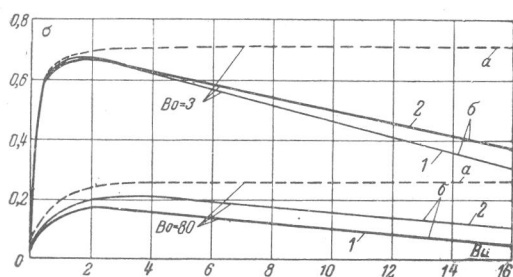


Рис. 5-26. Изменение коэффициента прямой отдачи в зависимости от значений коэффициента Бугера.

a — при изотермическом поле в поперечном сечении потока; *b* — с учетом неравномерности температурного поля; 1 — параболический профиль скоростей; 2 — равномерный профиль скоростей.

невелико (особенно в тонком слое) и начинается с волн длиной 1,7 и 2,4 мк, тогда как видимая человеческим глазом часть спектра охватывает диапазон длин волн от 0,40 до 0,76 мк.

Иначе дело обстоит при сжигании газов, содержащих значительный процент углеводородов. Процесс сжигания этих газов можно вести таким образом, что он сопровождается крекингом углеводородов с образованием в факеле раскаленных мельчайших частиц углерода (сажи). Максимум излучения пламени, содержащего взвешенные сажиные частицы, находится в интервале длин волн от 1,5 до 3,0 мк, но и в области видимого спектра пламя обладает некоторой излучательной способностью, воспринимаемой человеческим глазом как светимость.

Рассмотрим теперь результаты ряда вычислений, иллюстрирующих особенности теплообмена между потоком излучающих продуктов горения и тепловоспринимающей поверхностью. Эти данные могут служить подспорьем при объяснении и истолковании некоторых фактов, встречающихся в топочной практике при сжигании различных видов топлива, в том числе и газового.

Передачу тепла от раскаленных продуктов полного горения к тепловоспринимающей поверхности принято рассчитывать, предполагая для упрощения, что при данной температуре лучеиспускание потока продуктов горения зависит лишь от толщины потока и содержания в них трехатомных газов H_2O и CO_2 . Радиационная составляющая теплообмена определяется обычно, исходя из предположения, что движущаяся излучающая среда имеет по всему поперечному сечению потока одинаковую температуру, вычисляемую путем усреднения. Усреднение температурных и эмис-

сионных полей потока производится при помощи эмпирических коэффициентов, не отражающих гидродинамические и оптические особенности процесса. Короче говоря, перенос лучистой энергии рассчитывается без учета гидродинамики потока, от которой сильно зависят температурные поля потока.

Одной из попыток ликвидировать пробел в этой части теории теплообмена являются работы С. Н. Шорина и В. Н. Андрианова [Л. 83].

Заемствованный из этих работ график, представленный на рис. 5-26, показывает, какие существенные коррективы вносит в наши представления о суммарном теплообмене учет влияния гидродинамики на излучение трехатомных газов в случае движения излучающих продуктов горения в канале. По оси ординат графика отложен

коэффициент прямой отдачи $\sigma = 1 - \frac{\bar{T}_2}{T_1}$, где

T_1 и $\bar{T}_2$ — температура газов на входе и на выходе из канала. По оси абсцисс отложен критерий Бугера $Bi = kD$, характеризующий оптическую плотность среды, причем D — внутренний диаметр канала, k — коэффициент ослабления лучей трехатомными газами. Для несветящегося пламени значения k определяют по формуле [Л. 84]

$$k = \frac{r_n (0,8 + 1,6r_{H_2O})}{\sqrt{p_n S}} \left(1 - 0,38 \frac{T''_m}{100} \right), \quad (5-43)$$

где $r_n = r_{H_2O} + r_{CO_2}$ — суммарная объемная доля трехатомных газов (H_2O и CO_2) в продуктах горения;

$p_n = pr_n$ — суммарное парциальное давление трехатомных газов, атм;

T''_m — абсолютная температура продуктов горения на выходе из топки, °К;

S — эффективная толщина излучающего газового потока (в случае канала круглого сечения $S = D$).

Кривые рис. 5-26, изображенные штриховыми линиями, построены по данным расчета теплоотдачи к поверхности нагрева за счет излучения. Расчет производился по обычным формулам, полученным в предположении, что распределение температур в каждом сечении канала является изотермическим.

В отличие от этого кривые 1 и 2 на том же графике получены путем вычисления σ по формулам теплообмена излучением с учетом неравномерности температурного поля для случая движения излучающей «серой» среды по цилиндрическому каналу с одинаковой по всему начальному сечению температурой T_1 . Кривые 1 подсчитаны в предположении, что профиль скоростей — параболический, отвечающий ламинарному течению ($Re < 2300$). Кривые 2 относятся к случаю, когда профиль скоростей равномерный, соответствующий

иый другому предельному случаю, а именно — предельной турбулентности потока ($Re = \infty$).

Сравнивая взаиморасположение кривых на графике, нетрудно видеть, что предположение неизменности температуры в поперечном сечении потока справедливо только в диапазоне очень малых чисел Бугера. Начиная с $Bu = 1 \div 2$, расхождение между штриховыми и сплошными линиями становится заметным и непрерывно увеличивается.

Наличие максимума у сплошных линий физически объясняется авторами цитируемых работ тем, что по мере увеличения оптической плотности среды экранирование близлежащих к стенке холодных слоев газов начинает оказывать все более существенное влияние на выход излучения из всего объема. Поэтому теплоотдача, сравнительно быстро возрастающая от нуля до максимума, при дальнейшем увеличении числа Бугера медленно спадает (в пределе — до нуля).

Особенно рельефно различие между ламинарным и турбулентным режимом сказывается на коэффициенте прямой отдачи при больших значениях критерия Больцмана Bo^* .

Ослабление теплообмена с увеличением оптической плотности среды нашло свое отражение при составлении норм расчета котлоагрегатов [Л. 84], где рекомендуется умножать эффективную степень черноты факела на поправочный коэффициент β ,

* Критерий Bo подсчитывается по формуле $\frac{\omega_1 \gamma_1 c}{4,9 \cdot 10^{-8} T_1^3}$, где ω_1 — скорость потока в начальном сечении канала; γ_1 — удельный вес движущейся среды; c — ее теплоемкость; $4,9 \cdot 10^{-8}$ — постоянная излучения; T_1 — начальная температура среды.

зависящий от рода топлива и снижающийся для оптически более плотных сред. Физический смысл такой поправки становится ясным только после ознакомления с материалами, аналогичными графику рис. 5-26.

Как уже указывалось, выше был рассмотрен теплообмен излучением в тех частных случаях, когда распределение скоростей потока условно считалось параболическим или равномерным (по всему сечению канала). Еще больший интерес представляют данные С. Н. Шорина и В. Н. Андринова, относящиеся к более сложным случаям несимметричного распределения скоростей по сечению канала.

На рис. 5-27 дан график, построенный В. Н. Андриановым также в координатах $\sigma = f(Bu)$. Кривые получены расчетом температурных полей и теплообменных характеристик для плоского канала высотой H , в котором со средней скоростью w движется «серая» среда, имеющая в начальном сечении температуру T_1 . Нижняя стенка, имеющая температуру $T_{ст}$, считается лучевоспринимающей поверхностью, степень черноты которой A_1 равна единице (все падающие лучи поглощаются). Верхняя стенка, наоборот, полностью отражает все падающие на нее лучи ($A_2 = 0$). Плоский слой среды, движущейся по плоскому каналу, обладает коэффициентом поглощения k . Расчет производился применительно к реальным величинам критериев, встречающихся в металлургических печах ($Bo = 2,2$; $L/H = 3,6$; $T_{ст}/T_1 = 0,70$). Распределение скоростей во входном сечении, характеризующее собой гидродинамические особенности потока, было задано схемами I, II и III (рис. 5-27).

Характер кривой 1, относящейся к случаю равномерного распределения скоростей в начальном сечении (схема I), как и следовало ожидать, получился аналогичным характеру линий 1 и 2 на предыдущем графике (ср. рис. 5-26). В отличие от этого

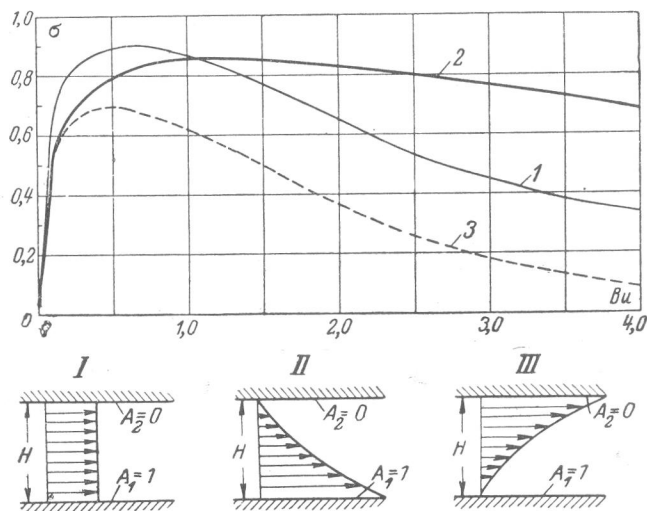


Рис. 5-27. Изменение коэффициента прямой отдачи в зависимости от критерия Бугера в плоском канале при различных схемах начального распределения скорости. Кривые 1, 2, 3 соответствуют схемам потока I, II, III.

настильное движение излучающей среды вдоль лучевоспринимающей поверхности (схема II) приводит к иной зависимости, а именно — кривая 2 имеет менее крутой спад правой ветви. Это показывает, что при такой организации процесса увеличение оптической плотности может дать более ощутимый эффект в смысле повышения σ , чем при равномерном профиле скоростей.

В противоположность этому распределение скоростей по схеме III дает самое неблагоприятное соотношение между σ и оптической плотностью среды (кривая 3), начиная со значений числа Бугера, равных 0,2 и выше.

Необходимо отметить, что непосредственное использование графиков, приведенных на рис. 5-26 и 5-27, затруднительно, так как нет сколько-нибудь надежных способов определения числа Бугера в топочных устройствах. Кроме того, не следует упускать из виду, что расчеты, на основе которых выявились данные закономерности, относятся к идеализированному случаю, когда стены топочной камеры полностью покрыты поверхностями нагрева и когда горение в потоке не происходит, т. е. можно считать, что оно закончилось ранее и речь идет о движении продуктов полного горения. Условно считается, что эти продукты горения излучают как «серое» тело, т. е. учитывается, что излучение трехатомных газов является селективным. Несмотря на все это, вышеприведенные графики позволяют по-новому и более осмысленно подойти к расшифровке некоторых «парадоксов», обнаруживающихся при попытках сравнивать эффективность сложного теплообмена при движении потоков, обладающих различными гидродинамическими, температурными и оптическими характеристиками.

В тех случаях, когда требуется более точно оценить влияние температурной и оптической неоднородности топочной среды, а также влияние геометрических инвариантов излучения (угловых коэффициентов и взаимных поверхностей лучеобменивающихся тел), зависящих от конфигурации и размеров системы (факела, обмуровки и поверхностей нагрева), может быть использован разработанный Ю. А. Суриновым зональный метод расчета лучистого теплообмена в топочных камерах котлоагрегатов и промышленных печей [Л. 85].

Следующим важным вопросом, нуждающимся в разъяснении и в дополнительных исследованиях, является зависимость радиации факела от различных факторов при диффузионном горении турбулентных струй.

Собственное излучение такого факела приближенно может быть определено по следующей формуле, предложенной С. Н. Шориным:

$$Q_{\text{изл}} = V_{\text{ф}} h_{\text{соб}} \psi_{\text{эф}}, \quad (5-44)$$

где $h_{\text{соб}} = 4\bar{k} \cdot 4,9 \cdot 10^{-8} \bar{T}_{\text{ф}}^4$ — усредненное значение удельного собственного излучения факела ($\bar{k}$ — средний коэффициент поглощения факела; $4,9 \cdot 10^{-8}$ — постоянная излучения; $\bar{T}_{\text{ф}}$ — средняя температура факела); $\psi_{\text{эф}}$ — коэффициент эффективности радиации факела, зависящий от температурного и эмиссионного поля факела;

$$V_{\text{ф}} = d_0^3 \frac{L_{\text{ф}}}{d_0} \psi_{\text{геом}} — \text{объем излу-}$$

чающего факела (d_0 — диаметр сопла, из которого происходит истечение горючего газа; $L_{\text{ф}}/d_0$ — относительная длина факела в калибрах; $\psi_{\text{геом}}$ — коэффициент, учитывающий отклонение формы факела от правильного цилиндра).

Подставляя в формулу (5-44) развернутые значения $h_{\text{соб}}$ и $V_{\text{ф}}$, получаем следующее выражение:

$$Q_{\text{изл}} = d_0^3 \frac{L_{\text{ф}}}{d_0} 4\bar{k} \cdot 4,9 \cdot 10^{-8} \times \times \bar{T}_{\text{ф}}^4 \psi_{\text{эф}} \psi_{\text{геом}}. \quad (5-45)$$

Принимая среднюю температуру факела пропорциональной теоретической температуре горения ($T_{\text{ф}}^4 \sim T_{\text{гор}}^4$), можно получить следующее приближенное соотношение для характеристики интенсивности излучения факела на лучевоспринимающую поверхность:

$$E_{\text{фак}} \sim d_0^3 \frac{L_{\text{ф}}}{d_0} \bar{k} \cdot 4,9 \cdot 10^{-8} T_{\text{гор}}^4. \quad (5-46)$$

Это соотношение было использовано С. Н. Шориным и О. Н. Ермолаевым [Л. 86] при обработке в критериальной форме проведенных ими опытов по изучению радиационных характеристик диффузионных пламен московского городского и сжиженного газов. Судя по графику, приведенному на рис. 5-28, результаты измерений излучения факела для обоих газов и различных диаметров сопла хорошо укладываются на одну кривую, если по оси ординат откладывать величину

$$\frac{E_{\text{фак}}}{d_0^3 \cdot 4,9 \cdot 10^{-8} \left(\frac{T_{\text{гор}}}{100} \right)^4}, \text{ а по оси абсцисс}$$

— величину $L_{\text{ф}}/d_0$.

Аналитическая обработка указанного графика приводит к выводу, что излучение факела обоих рассматриваемых газов охватывается общей формулой следующего вида:

$$\frac{E_{\text{фак}}}{d_0^3 \cdot 4,9 \cdot 10^{-8} T_{\text{гор}}^4} = C \left(\frac{L_{\text{ф}}}{d_0} \right)^{2,6}, \quad (5-47)$$

где C — константа.

Если вместо безразмерной длины факела подставить ее значения, полученные в упомянутой ранее работе С. Н. Шорина и О. Н. Ермолаева [Л. 73], то радиационные характеристики горящих турбулентных струй выразятся следующим образом:

а) для московского городского газа

$$E_r = C d_0^3 \cdot 4,9 \cdot 10^{-8} T_{\text{гор}}^4 \times \left(\frac{w_0}{g d_0} \right)^{0,325} \left(\frac{v}{D} \right)^{0,78}; \quad (5-48)$$

б) для сжиженного газа (бутан-пропановой смеси)

$$E_{\text{сж}} = C d_0^3 \cdot 4,9 \cdot 10^{-8} T_{\text{гор}}^4 \times \left(\frac{w_0}{g d_0} \right)^{0,421} \left(\frac{v}{D} \right)^{0,78}. \quad (5-49)$$

Найденные таким образом приближенные формулы еще трудно использовать для уточнения расчетов радиации факела в конкретных газоиспользующих устройствах. Однако они дают представление о том, что наибольшее влияние на радиацию факела оказывает температура горения газа $T_{\text{гор}}$.

При анализе формул (5-48) и (5-49) следует иметь в виду, что величина d_0 входит в эти формулы не только в явной, но и в скрытой форме, поскольку $w_0 = V/0,785 d_0^2$, где V — секундный расход газа.

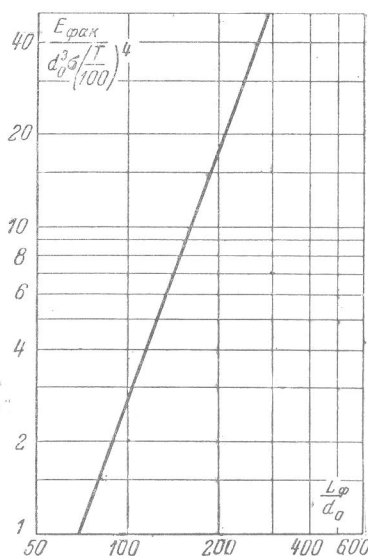


Рис. 5-28. Радиационная характеристика турбулентного факела.

Если учесть это обстоятельство, то в конечном счете интенсивность радиации факела растет пропорционально величине d_0 в степени 0,75—1,3 (в зависимости от рода газа). Для улучшения радиационной характеристики факела важно, чтобы повышение настильности факела относительно поверхности нагреваемых тел осуществлялось за счет увеличения скорости истечения газа, но не сопровождалось уменьшением начальных размеров струи. Практически это может быть достигнуто, если, например, ввести в факел дополнительную высоконапорную струю сжатого воздуха, пара и т. п.

В заключение остается добавить, что в большинстве работ, посвященных данному вопросу, подчеркивается необходимость дальнейшего изучения зависимости интенсивности излучения факела от его гидродинамических и радиационных характеристик.

СЖИГАНИЕ ГАЗА В ТОПКАХ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

ГЛАВА ШЕСТАЯ

МЕТОДЫ СЖИГАНИЯ ГАЗА И КЛАССИФИКАЦИЯ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК

6-1. КЛАССИФИКАЦИЯ МЕТОДОВ СЖИГАНИЯ ГАЗА

Для сжигания газового топлива используют большое число различных типов горелок.

Применяемые в отечественной и зарубежной практике газовые горелки можно классифицировать по различным признакам, а именно: по длине образующегося пламени (длиннопламенные и короткопламенные), по светимости пламени (светящийся или слабосветящийся факел), по теплоте сгорания сжигаемого газа, по требуемому давлению газа перед горелкой, по количеству подводющих трубопроводов (однопроводные, двухпроводные) и т. д.

Однако одним из наиболее существенных признаков является способ смешения сжигаемого газа с воздухом, необходимым для горения. Пользуясь этим классификационным признаком, можно различить следующие основные группы методов сжигания.

Первая группа. Газ и воздух предварительно не смешиваются и подаются в топку раздельно (спутными потоками). В большинстве случаев эта подача осуществляется таким образом, чтобы создать начальные условия, благоприятствующие последующему смешению газа с воздухом в самом факеле пламени. От этих условий, в частности, зависит длина диффузионного факела, а при сжигании углеводородных газов и его светимость.

Вторая группа. В зону горения поступает поток газо-воздушной смеси, содержащий весь необходи-

мый для горения воздух, но конструкция смесителя не обеспечивает завершения молекулярного смешения газа с воздухом, вследствие чего последующее более тонкое смешение происходит одновременно с горением, т. е. в самом пламени. К этой же группе примыкают методы, основанные на подаче в зону горения однородной газо-воздушной смеси, содержащей лишь часть необходимого для горения воздуха (первичный воздух). В этом случае смесь с 40—70% воздуха, необходимого для горения, частично дожигается в диффузионном факеле, т. е. по мере осуществления контакта с вторичным воздухом.

Третья группа. Весь воздух, как теоретически необходимый, так и избыточный, смешивается с газом предварительно в специальных смесителях, т. е. до поступления в топку. Длина смесителя выбирается значительной, с тем чтобы обеспечить не только грубое молярное, но и молекулярное смешение потоков газа и воздуха. Горение турбулентной газо-воздушной струи происходит в этом случае в коротком слабосветящемся пламени, которое сохраняет устойчивое положение даже при больших скоростях потока благодаря применению стабилизаторов (туннелей, диафрагм, тел плохо обтекаемой формы и др.).

Наряду с этими тремя основными группами методов сжигания на практике применяется много промежуточных методов, отличающихся друг от друга степенью незавершенности предварительного смешения газа с воздухом.

Получившие наибольшее применение в технике (особенно в котельной технике) горелки с периферийной и центральной подачей газовых струй в сносящий поток воздуха могут быть отнесены в основном ко второй группе, т. е. к категории горелок с укороченным смесителем. Однако в зависимости от относительной длины смесительной части, степени закрученности воздушного потока, числа и размера газовыпускных отверстий данные горелки могут приближаться либо к горелкам первой группы (например, горелки с центральной подачей газа в прямоточный поток воздуха на выходе из амбразуры), либо к горелкам предварительного смешения (например, горелки с углубленной в смеситель подачей мелких струй газа в закрученный поток воздуха).

Описание конструкций горелок различных типов, а также характеристики их работы, полученные путем стендовых испытаний или на основании опыта эксплуатации в производственных условиях, приведены в гл. VII, VIII и IX. В данной главе будут изложены лишь основные требования, предъявляемые к горелкам, и некоторые сведения, отражающие специфику выбора методов сжигания газа на основании опытных данных.

6-2. ТРЕБОВАНИЯ К ГАЗОВЫМ ГОРЕЛКАМ

Выбор метода сжигания и типов размеров газогорелочных устройств желательно осуществлять таким образом, чтобы при минимальных затратах (капитальных и эксплуатационных) процессы смешения газа с воздухом, горения смеси и передачи тепла от факела к теплопринимающим поверхностям протекали в оптимальных условиях и удовлетворяли основным требованиям как теплотехнического, так и технологического характера.

В общем виде комплекс этих требований можно сформулировать следующим образом:

1. Заданная производительность горелки должна обеспечиваться при давлении газа и воздуха перед го-

релкой, которыми располагает потребитель, т. е. аэродинамическое сопротивление как газового, так и воздушного трактов горелки не должно превышать располагаемого уровня давления газа и воздуха. Следует также учитывать, что от величины сопротивления воздушного тракта горелок зависят затраты электроэнергии на собственные нужды.

2. Длина горящего факела не должна превышать значения, определяемого габаритами топочного пространства, причем потеря тепла от химической неполноты горения на выходе из топки при заданном значении коэффициента избытка воздуха α_t не должна превышать нормы. Так, например, согласно нормам теплового расчета котельных агрегатов при сжигании природного газа с коэффициентом избытка воздуха $\alpha_t \approx 1,15$ потеря тепла от химической неполноты сгорания q_3 не должна превышать в экранированных топках 1,5%, а в неэкранированных — 1,0% [Л. 84]. Однако следует отметить, что, по данным практики, существует возможность сжигать газ в топках паровых котлов без потерь тепла от химической неполноты сгорания при α_t порядка 1,05—1,08 [Л. 87], а в отдельных случаях значения α_t удастся снижать до 1,02—1,03.

3. Горелка должна обеспечивать нужный температурный режим топочного пространства, так как температура является одним из главных факторов, определяющих интенсивность теплоотдачи от факела пламени к теплопринимающим поверхностям.

4. Концентрационные, температурные и скоростные поля в различных сечениях топочного пространства при работе горелки (или комплекса горелок) должны быть по возможности равномерными, для того чтобы не было локальных перегревов поверхностей нагрева.

5. Устойчивость горения должна обеспечиваться в заданном интервале изменения нагрузки.

6. Отклонения основных показателей горелки от оптимума при изменении нагрузки в пределах от 40

до 100% должны быть минимальными.

7. Горелки должны работать по возможности бесшумно.

8. Горелки должны допускать возможность применения наиболее простых и надежных схем автоматизации процесса горения.

Кроме того, необходимо заботиться об удобстве монтажа, ремонта и эксплуатации горелок. Довольно часто приходится считаться с необходимостью быстро переходить с газа на резервное топливо (мазут или угольную пыль).

К сожалению, в большинстве случаев удовлетворить полностью все вышеперечисленные требования не удастся, так как иногда, улучшая одни показатели горелочного устройства, можно ухудшить другие. Не следует также считать, что рациональное использование газового топлива определяется только правильным выбором конструкции горелки. К сожалению, известно много случаев, когда наиболее совершенные горелки, имевшие при испытаниях отличные показатели, в условиях повседневной эксплуатации работают плохо, потому что автоматика горения отсутствует или бездействует, а ручное регулирование режимов горения производится без газового анализа продуктов горения. Вопросам контроля и автоматизации работы горелок должно уделяться неослабное внимание (подробнее см. гл. XI).

Не следует также упускать из виду трудности строго равномерного распределения подачи газа и воздуха по многочисленным горелкам котла. В связи с этим иногда стремятся создать такую аэродинамику топки, которая обеспечивает массообмен продуктов горения и догорание топлива даже при недостаточном равномерном распределении газовых и воздушных потоков по отдельным горелкам.

Кроме того, важно иметь в виду, что эксплуатация даже самых лучших горелок может быть затруднительной, а в отдельных случаях и небезопасной, если запальные лючки и гляделки выполнены неудачно [Л. 88]. Необходимо также

принимать меры к тому, чтобы металлические части горелок были по возможности лучше защищены от перегрева.

Разработать метод сжигания, который с одинаковым успехом учитывал бы специфику газопотребляющего агрегата и удовлетворял бы всем пунктам сформулированного выше комплекса требований, очень трудно. Поэтому часто отдается предпочтение чисто практическим мероприятиям, обеспечивающим повышение производительности газопотребляющего агрегата, соблюдение заданных параметров вырабатываемого пара или повышение качества выпускаемой продукции. В то же время мероприятия, от которых зависит экономия топлива, часто ставятся в подчиненное положение. Еще сложнее обеспечить оптимальные условия теплообмена в топках котлов и в рабочем пространстве промышленных печей, работающих на газовом топливе.

Однако многообразие применяемых конструкций газовых и комбинированных горелок лишь частично может быть объяснено специфичностью условий работы и жесткостью тех или иных требований, предъявляемых к горелочным устройствам. Основной причиной не всегда оправданного многообразия конструктивных решений и неудачного применения горелок являлось отсутствие методики расчета горелочных устройств. В связи с этим понятен интерес к методическим вопросам расчета горелок вообще и горелок со струйной подачей газа в сносный поток воздуха в частности (см. гл. X).

6-3. АНАЛИЗ ПРОДУКТОВ ГОРЕНИЯ КАК БАЗА ДЛЯ ВЫБОРА ГОРЕЛОК

Выбор горелок, наилучшим образом отвечающих требованиям конкретных потребителей, сильно затруднен еще тем, что до сего времени мало проведено сравнительных испытаний горелок. В связи с этим сравнение часто делают по данным испытаний, проводившихся в несопоставимых условиях. В ре-

зультате некоторые хорошие конструкции горелок, исследованные в условиях, не соответствующих непосредственному назначению, обнаруживали иногда менее удовлетворительные показатели, чем плохие конструкции горелок, работавшие в более благоприятных условиях.

Большую путаницу в оценку качественных показателей горелок вносили огневые испытания, проводившиеся с анализом продуктов горения при помощи волюмометрического газоанализатора типа ВТИ-2.

Как известно, этот прибор, предназначенный для анализа состава горючих газов, при анализе продуктов заведомо полного горения иногда «обнаруживает» десятые доли процента водорода и метана, определяемых путем дожига на окиси меди. При определении малых концентраций окиси углерода также возможны завышенные показания вследствие выделения СО из щелочного раствора пирогаллола, применяемого для поглощения кислорода. В связи с этим потери тепла от химической неполноты горения можно определить при помощи аппарата ВТИ-2 только с низкой точностью, порядка $\pm 1,5\%$. Такая точность прибора недостаточна для того, чтобы по его показаниям можно было давать сравнительную характеристику различных газогорелочных устройств, поскольку все значения q_3 , меньшие $1,5\%$, нельзя принимать во внимание, как находящиеся ниже точности прибора. Однако в связи с тем, что указанные погрешности недооценивались и не были известны другие, более точные методы анализа продуктов горения, прибор ВТИ-2 широко использовался для проведения как балансовых испытаний, так и весьма ответственных экспертиз, на основании которых принимались решения о замене одних горелок другими.

Неоценимым подспорьем при указанных обстоятельствах оказался хроматографический метод анализа состава продуктов горения. Большой вклад в дело успешного

применения методов газовой хроматографии для анализа состава продуктов горения внесли работы ОРГРЭС, ЭНИН, ЮжОРГРЭС, ЦКТИ и др. [Л. 89—91].

Пользуясь достаточно совершенными хроматографами, можно обеспечить точность определения компонентов неполного горения (СО, H_2 и CH_4) *, вполне достаточную для составления тепловых балансов газопотребляющих агрегатов и для проведения сравнительных испытаний газовых горелок. Пределы чувствительности хроматографических газоанализаторов могут составлять по водороду $0,0025—0,003\%$, по окиси углерода— $0,01\%$, по метану— $0,01\%$. Следовательно, при использовании хроматографов наиболее совершенной конструкции можно обеспечить определение потерь тепла от химического недожога, имеющих величину порядка $0,10—0,15\%$. Следует все же иметь в виду, что общая точность определения q_3 зависит также от ошибок, допускаемых при анализе газов на содержание RO_2 и O_2 волюмометрическим методом, при тарировке сечений газохода, а также при выборе балансовых точек отбора проб и при других вспомогательных операциях. В связи с этим дальнейшее повышение точности рассматриваемых хроматографов не имеет смысла.

Важно иметь в виду, что время, затрачиваемое на проведение анализа одной пробы продуктов горения при помощи хроматографа, не превышает $3—5$ мин, тогда как на аппарате ВТИ-2 оно равно $2,5—3$ ч [Л. 92, 93].

Ниже представлены результаты сравнительных опытов, проведенных Южным отделением ОРГРЭС на котле 67-2СП в идентичных условиях (производительность около 170 т/ч), но с использованием различных газоанализаторов. В числителе даны результаты анализа продуктов горения за воздухоподогревателем, выполненного при помощи аппарата ВТИ-2, а в знаменателе —

* Анализ продуктов горения на содержание CO_2 и O_2 обычно проводится при помощи волюмометрических газоанализаторов.

при помощи хроматографа ХГП-1 (в процентах по объему). Опыты были проведены при коэффициенте избытка воздуха за переходной зоной, равном $\alpha''_{\text{пер}}$.

$\alpha''_{\text{пер}}$	1,10/1,10	1,17/1,18
CO ₂	9,4—9,8	8,5—9,0
O ₂	4,6—4,5	5,2—4,9
CO	0,03/0,00	0,02/0,00
H ₂	0,04/0,00	0,06/0,00
CH ₄	0,10/0,00	0,04/0,00
C ₂ H ₆	0,02/0,00	0,01/0,00
q ₃	1,72/0,00	0,94/0,00

Эти данные свидетельствуют о том, что при значениях коэффициента избытка воздуха за переходной зоной $\alpha = 1,10—1,18$ хроматограф не обнаруживает компонентов, якобы содержащихся в дымовых газах при их анализе на приборе ВТИ-2 (CO = 0,02 ÷ 0,03 %; H₂ = 0,04 ÷ 0,06 %; CH₄ = 0,04 ÷ 0,10 %).

В настоящее время газоанализаторы хроматографических типов применяются для анализа продуктов горения на многих электростанциях, в научно-исследовательских институтах и на крупных промышленных предприятиях. В то же время широкое внедрение этих приборов сдерживается рядом обстоятельств. Дело в том, что ни один из выпускаемых серийно промышленностью хроматографов (ХТ-2М, ГСТ-Л, ХТХГ, ХЛ-3 и др.) не предназначен специально для анализа продуктов горения.

Импортные приборы, изготавливаемые фирмами «Вирс» (ФРГ), «Пай» (Великобритания) и др., также предназначены для анализа многокомпонентных смесей и поэтому отличаются большой сложностью и высокой стоимостью.

Приспособление указанных приборов для нужд электростанций и промышленных предприятий в части анализа продуктов горения требует высокой квалификации персонала и связано со значительными затратами времени на подбор оптимальных условий анализа (конструктивных и режимных).

Первые попытки приспособления хроматографов типа ГСТЛ для анализа состава продуктов горения не увенчались успехом.

Сравнительные испытания, проведенные в ЦКТИ при участии специалистов ЭНИН, ВТИ и ОРГРЭС, показали, что расхождения результатов отдельных измерений, выполняемых при помощи хроматографов ГСТ-Л и ХГП-1, иногда значительно отличаются друг от друга [Л. 94].

Одна из основных причин этого заключается в том, что смесь окиси углерода, азота и кислорода представляет собой хроматографически трудно разделяемую систему. Было предложено несколько способов повышения точности определения окиси углерода, однако положительное решение данного вопроса удалось найти только путем специального экспериментального исследования, проведенного в ЭНИН А. А. Авдеевой, в котором были найдены оптимальные значения размеров разделительной колонки. При использовании колонки оптимальных размеров обеспечивается полное разделение окиси углерода и азота при любых соотношениях этих компонентов в анализируемом газе [Л. 94].

Другой причиной является недостаточная чувствительность некоторых хроматографов по отношению к метану. Это затруднение может быть преодолено путем секционирования разделительной колонки. Используя одну из секций колонки для определения малых концентраций метана, можно повысить чувствительность прибора по этому компоненту до 0,01 % по объему. Применяя в качестве сорбента активированный уголь марки К-7, удается сократить общую длину разделительной колонки до 1 200 мм. При использовании хроматографов с термохимическим детектором иногда наблюдается понижение чувствительности по отношению к метану, связанное с отравлением измерительного платинового элемента окисью углерода. Для того чтобы избежать ошибок при анализах на метан, прибор рекомендуется систематически калибровать по эталонным смесям. Регенерация активности платиновой нити достигается обычно путем продувки измерительной камеры детектора смесью, со-

держашей по объему 96% природного газа и 4% воздуха [Л. 95].

Основной задачей дальнейшей работы по внедрению хроматографического метода в энергетику является создание единой методики анализа продуктов горения и разработка конструкции хроматографа для серийного изготовления.

Эту работу в настоящее время выполняют совместно ЭНИН и ЦКТИ.

Кроме упорядочения техники газового анализа, проведению балансовых испытаний агрегатов, оборудованных газовыми горелками различных типов, благоприятствует наличие упрощенной методики теплотехнических расчетов, разрабо-

танной М. Б. Равичем. Подсчет физических потерь тепла с продуктами горения q_2 производится по этой методике не на основании теплоты сгорания Q_H , а по максимальной температуре горения («жаропроизводительности») топлива $t_{\text{макс}}$, которая для газового топлива различного состава изменяется по величине в гораздо более узких пределах, чем теплота сгорания. Это обстоятельство значительно облегчает проведение испытаний на газовом топливе переменного состава, так как в этих случаях для подсчетов q_2 с достаточной точностью не требуется производить полный анализ исходного газового топлива для определения величины Q_H [Л. 96].

ГЛАВА СЕДЬМАЯ

ГОРЕЛКИ БЕЗ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО СМЕШЕНИЯ ГАЗА С ВОЗДУХОМ

Горелки, работающие без предварительного смешения, служат для подачи газа и воздуха в топку котла (или в рабочее пространство печи) раздельными потоками, причем процесс смесеобразования осуществляется в пределах самого пламени.

Данные горелки обладают рядом преимуществ, из которых главными являются:

1) простота конструкции (особенно при центральной подаче газа в сносящий поток воздуха);

2) возможность регулирования производительности горелки (расхода газа) в широких пределах, так как отсутствует опасность проскока пламени;

3) возможность получения светящегося факела (при сжигании газов, содержащих углеводороды), если это требуется по условиям производства;

4) возможность подогрева газа и воздуха, поступающих в горелку, до высокой температуры, превышающей температуру самовоспламенения газа, что имеет особое значение для мартеновских и некоторых других печей, оборудованных регенераторами.

К числу недостатков, свойственных рассматриваемым горелкам, можно отнести следующие:

1. Объемное теплонапряжение зоны горения Q/V не превышает 100—500 Мкал/м³·ч, причем меньшее значение относится к горелкам, в которых начальные условия смесеобразования менее благоприятны. В случае ухудшенного смесеобразования факел пламени может удлиниться настолько, что горение не завершится в пределах топочного (или рабочего) пространства. Улучшая условия смесеобразования, можно повысить объемные теплонапряжения и даже приблизиться к значениям Q/V , характерным для горелок предварительного смешения (см. гл. VIII и X). Однако повышение Q/V не имеет особого значения в тех случаях, когда газ сжигается в больших котельных топках, ранее работавших на других видах топлива (пылевидном или жидком) или предназначенных для работы на различных видах топлива, из которых один является основным, а остальные — резервными.

2. Необходимость принудительной подачи воздуха, так как одноводные горелки данного типа,

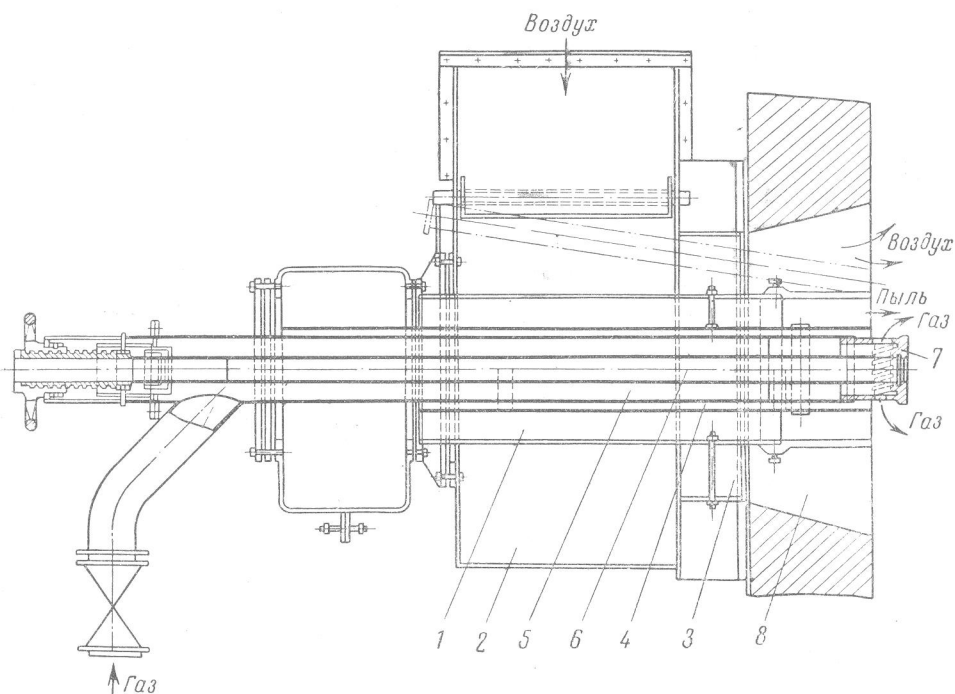


Рис. 7-1. Пылегазовая горелка с центральной подачей газа конструкции Мосэнерго-проекта.

выполненные в виде перфорированных труб, могут работать при только крайне низких нагрузках.

В котельной технике наибольшее распространение получили комбинированные (газо-мазутные и пылегазовые) горелки. Это обусловлено необходимостью предусматривать переход на резервное топливо. Поскольку в большинстве случаев электростанции играют роль буферных потребителей газового топлива, переход с одного вида топлива на другой должен, как правило, производиться быстро и без остановки котла.

Наиболее просто переход с пылевидного топлива на газ (и обратно) осуществляется при использовании горелок с центральной подачей газа в сносящий поток воздуха.

Примером такой горелки может служить горелка, разработанная Мосэнергопроектом (рис. 7-1) путем приспособления для работы на газовом топливе пылеугольных горелок типа Бабкок — ТКЗ [Л. 97]. При работе данной горелки на пылевидном топливе смесь первичного

воздуха с угольной пылью (аэрозоль) поступала в топку по кольцевому каналу 1, а вторичный воздух подавался в топку через улитку 2 и канал 3. Резервным топливом служил мазут, который можно было сжигать при помощи форсунки, установленной в центральной трубе 4.

Реконструкция данной горелки с целью перевода ее на газовое топливо заключалась в следующем: мазутная форсунка из центральной трубы была удалена и вместо нее был встроен ствол для подачи газа, состоящий из двух коаксиальных труб 5 и 6 и оканчивающийся насадком 7, отлитым из силового чугуна. Насадок имеет перфорацию в виде многочисленных круглых или щелевых отверстий. Газ движется вдоль междутрубного пространства, образованного трубами 5 и 6, и выходит затем из отверстий насадка 7 тонкими струями, пронизывающими закрученный улиткой поток воздуха. Частично (до 25% от общего количества) воздух подается также по кольцевому каналу 1. Горение газа происходит в длинном факеле, кото-

рый начинает формироваться на выходе из амбразуры 8 и развивается затем в топке, занимая, как правило, значительную часть топочного объема.

Впервые горелки Мосэнергопроекта производительностью 3 000—4 000 м³/ч природного газа были испытаны на котле ТП-170 при переводе одной из московских электростанций на газовое топливо. На основании эксплуатационного опыта в конструкцию были внесены некоторые усовершенствования, после чего данными горелками были оснащены многие котлы производительностью 170—230 т/ч, работающие в системе Мосэнерго. В рекомендациях по применению горелок рассматриваемой конструкции обычно акцентировалась необходимость принимать скорость истечения газа w_r из отверстий горелочного насадка с таким расчетом, чтобы значения параметра n не выходили из пределов примерно от 0,8 до 1,0. Параметр n представляет собой отношение динамических напоров воздушного и газового потоков, т. е. $n = \gamma_v w_v^2 / \gamma_r w_r^2$, где w_v — средняя скорость воздушного потока в узком сечении амбразуры, γ_v и γ_r — удельные веса воздуха и газа (соответственно). Поскольку значения w_v в котельных горелках обычно составляют 25—35 м/сек, то скорость истечения газа из отверстий в соответствии с указанными рекомендациями не должна быть больше 40—45 м/сек. Позже была опубликована дополнительная рекомендация по поводу того, что угол раскрытия конической амбразуры не должен превышать 7°, а положение перфорированного насадка по отношению к амбразуре следует уточнять в процессе пуско-наладочных испытаний котла на газовом топливе [Л. 98].

По данным службы наладки Мосэнерго сжигание газа с тепловой сгорания 6 900—8 400 ккал/м³ осуществляется в горелках этого типа при единичной производительности 3 000—4 000 м³/ч, с образованием светящегося пламени длиной 4,5—5,0 м. При значениях коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем около 1,15 химический

недожог не обнаруживается в тех случаях, когда котел работает с базисной (номинальной) нагрузкой и не превышает $q_3 = 0,5\%$ (с точностью, достижимой на приборе ВТИ-2) при работе котла в регулировочных режимах [Л. 99]. Длительная эксплуатация паровых котлов типа ТП-230, ТП-170 и др., оборудованных пылегазовыми горелками Мосэнергопроекта, выявила возможность поддержания заданной температуры перегретого пара при работе как на пылеугольном, так и на газовом топливе. Лишь на некоторых котлах приходилось при переходе на газовое топливо повышать температуру перегретого пара до требуемого значения путем включения дополнительных (верхних) горелок.

Указанные результаты, полученные на электростанциях системы Мосэнерго, а также основное преимущество горелок Мосэнергопроекта, которое заключается в возможности ремонта (и замены) их газораспределительной части без остановки котла, обусловили тенденцию к применению данных горелок на электростанциях других энергосистем.

Одна из попыток в этом направлении была предпринята на ГЭС № 2 Харьковэнерго. Горелки, имевшие единичную производительность около 2 500 м³/ч, были установлены на боковых стенах топочной камеры котла ТП-150 среднего давления. Испытания котла, оборудованного такими горелками, проведенные работниками местного энергоуправления, показали наличие значительной потери с химическим недожогом (от 2 до 3%), несмотря на то, что коэффициент избытка воздуха в топке находился в пределах от 1,15 до 1,27; при этом в ряде случаев светящийся факел не умещается в пределах топочного пространства и на выходе из дымовой трубы виден черный дым. Испытания данных горелок были проведены также ОРГРЭС. В процессе этих испытаний были зафиксированы еще более высокие потери тепла с химическим недожогом, а именно: при значениях коэффициента избытка воздуха

за пароперегревателем $\alpha''_{\text{шт}} = 1,1—1,2$ они составляли 1,5—4%, а при уменьшении $\alpha''_{\text{шт}}$ до 1,04 величина q_3 доходила до 6%, причем на конечниках горелок и на поверхностях нагрева появлялись сажистые отложения. Скорость истечения газа из отверстий насадка в исследованных на ГЭС № 2 Харьковэнерго горелках была равна 140—150 м/сек, что в несколько раз превышает значения, рекомендуемые Мосэнергопроектом (при скорости движения воздуха около 30 м/сек). Однако одним этим обстоятельством нельзя объяснить ухудшение процесса горения, наблюдавшееся в опытах на ГЭС-2 Харьковэнерго, так как на ряде котлов Приднепровской ГРЭС горелки с центральной подачей газа работают при скорости истечения газа ~ 146 м/сек с гораздо меньшей потерей тепла от химического недожога (по данным испытаний ОРГРЭС $q_3 = 0,5\%$; среднее эксплуатационное значение q_3 около 2%) при значениях $\alpha_{\text{т}} \approx 1,15$. Примененные в этом случае горелки отличаются от показанной на рис. 7-1 только выходной частью амбразуры, выполненной в виде диффузора с углом раскрытия около 40° .

Противоречивость указанных результатов может быть отчасти объяснена тем, что при тесном расположении газовыпускных отвер-

стий струи газа сливаются друг с другом до того, как произойдет смешение с воздухом.

Анализируя возможные причины неудовлетворительной работы рассматриваемых горелок, Ю. В. Иванов расчетным путем (см. гл. X) установил, что в случае насадка с 24 щелями размером 45×10 мм газové струи не только быстро сливаются друг с другом, но и не обладают достаточной дальностью для того, чтобы они могли попасть в область основного потока воздуха. Одного только увеличения скорости истечения газа еще не достаточно. Для того чтобы улучшить распределение газа в потоке воздуха, необходимо увеличить сечение газовыпускных щелей. Например, по расчетам, выполненным Ю. В. Ивановым, удовлетворительное распределение газовых струй по сечению воздушного потока можно обеспечить в случае, когда $w_{\text{г}} = 50$ м/сек, при истечении газа из восьми щелей, имеющих размеры 60×28 мм, а в случае, когда $w_{\text{г}} = 120$ м/сек, — при истечении газа из восьми щелей, имеющих размеры 50×14 мм. К сожалению, влияние конфигурации амбразуры и некоторых других аэродинамических факторов в данных расчетах не учитываются. Все же результаты подобных расчетов могут использоваться

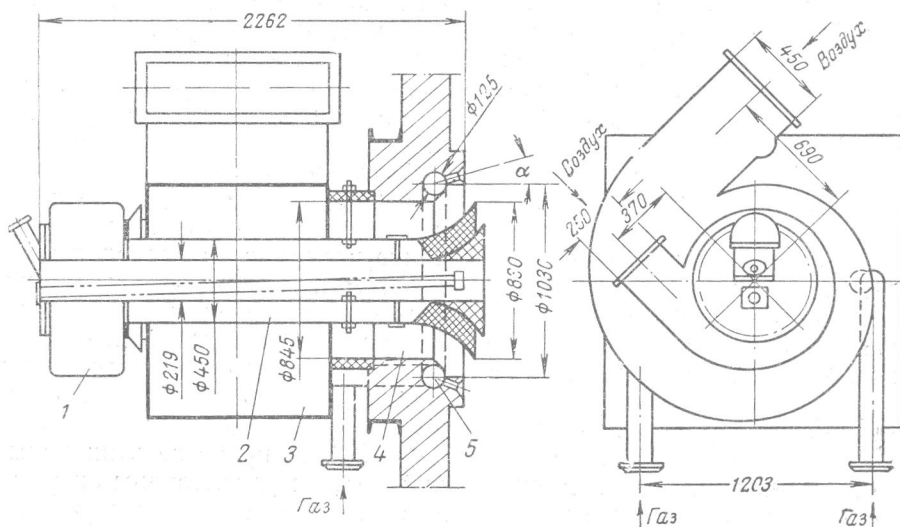


Рис. 7-2. Пылегазовая горелка с периферийной подачей газа конструкции ТКЗ.

при выборе средств для улучшения работы горелок, в которых струи газа распределяют в воздушном потоке недостаточно равномерно (подробнее см. [Л. 100]).

Примером горелки с периферийной подачей мелких струй газа в поток воздуха, выходящий из амбразуры, может служить горелка (рис. 7-2), разработанная Таганрогским котлостроительным заводом (ТКЗ). При работе на пылевидном топливе аэрозвесь подается в топку через улитку 1 по каналу 2, а поток вторичного воздуха, закрученный улиткой 3, — по каналу 4. При работе на газе топливо поступает через кольцевую камеру 5, в которую вварено 124 патрубка диаметром 11 мм. Патрубки направлены под углом $\alpha \approx 15^\circ$ к оси горелки. Скорость закрученного потока воздуха ~ 25 м/сек, а скорость истечения газа из патрубков — около 50 м/сек.

Испытания горелок ТКЗ производительностью 3 300—4 500 м³/ч природного газа были проведены Всесоюзным теплотехническим институтом на пылегазовом котле ТП-26 (170 т/ч, 100 ат, 500°С) [Л. 101]. В программу испытаний было включено снятие концентрационных полей в конце топки и за верхней секцией экономайзера, а также определение суммарного тепловосприятия топочной камеры с составлением тепловых балансов по котлу в целом и по топочной камере. Анализ продуктов горения производился при помощи аппаратов ОРС (типа ГПХ-3). Кроме того, в каждом опыте отбирались пробы продуктов горения для полного анализа, который производился титрометрическим способом (при помощи аппарата ВТИ-3). По окончании опытов горелки ТКЗ были демонтированы и на их место для сравнения были установлены горелки Мосэнергопроекта (рис. 7-1), после чего испытания были продолжены. Данные, полученные в результате сравнительных испытаний, приведены в таблице.

Визуальные наблюдения за работой трех горелок ТКЗ, установленных в два яруса на фронтной

стене топки, показали, что горение происходит несветящимся (прозрачным) пламенем. Зондирование топочного объема при помощи водоохлаждаемых газозаборных трубок с последующим анализом проб продуктов горения позволило установить, что процесс горения концентрируется вблизи стен топки; объем зоны горения не превышает $1/3$ топочного объема. В тех случаях, когда степень неравномерности распределения воздуха по горелкам, характеризующая отношением скоростных напоров $N = n_{\text{макс}}/n_{\text{мин}}$, не превышает 5, минимальная потеря от химического недожога ($q_3 = 0,10\%$) наблюдалась при $\alpha''_T = 1,16$. При менее равномерном распределении подачи воздуха по горелкам ($N > 8$) экономичность сжигания резко снижалась, так как потери тепла от химического недожога повышались до 1%. Приведенные в таблице данные свидетельствуют о том, что в большинстве опытов при $\alpha''_T = 1,12 \div 1,20$ значения q_3 находятся в пределах от 0,10 до 0,50%. При рассмотрении указанных данных не следует упускать из виду, что аппараты ВТИ-3 могут иногда давать несколько завышенные показания по q_3 .

Измерение температуры газов в конце топки (при помощи отсосной термопары) и падающих тепловых потоков по стенам топки (при помощи термозонда) позволило установить, что теплоотдача от несветящегося газового факела по своей интенсивности превышает показатели, определенные по нормативному методу расчета [Л. 84]. В частности, температура газов, покидающих топку, при номинальной нагрузке котла и $\alpha''_T = 1,15$ была на $\sim 100^\circ\text{С}$ ниже расчетной. При увеличении α''_T до 1,27 это расхождение доходило до 120°С , а при уменьшении нагрузки до 120 т/ч и коэффициента избытка воздуха до 1,13 наблюдалось совпадение расчетных данных с данными, наблюдаемыми при зондировании топки.

Особый интерес представляют результаты последующих балансовых испытаний того же котла, но с горелками Мосэнергопроекта,

Результаты сравнительного испытания пылегазовых горелок

Наименование величин	Размерность	№ опытов													
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
		Горелки ТКЗ							Горелки Мосэнергoproекта						
Тип горелки		139	170	176	169	166	168	167	177	146	88,4	132	175	175	177
Паропроизводительность котла	м/ч	500	510	497	499	505	504	510	505	510	507	510	510	505	503
Температура перегретого пара	°C	213	210	211	220	218	219	225	220	212	171	190	196	200	200
Температура питательной воды	"	98	101	100	94	98	100	95	104	97	96	98	100	99	100
Давление пара	ат	8 030	—	—	8 355	—	8 070	8 365	—	8 830	8 750	8 810	—	8 770	8 770
Теплота сгорания газа	ккал/м³	1,16	1,20	1,14	1,13	1,12	1,00	1,15	1,14	1,14	1,26	1,15	1,08	1,10	1,04
Коэффициент избытка воздуха в конце топки	—	4,73	5,14	4,72	5,03	5,10	4,62	5,33	4,62	4,27	4,19	4,16	4,26	4,62	3,73
Потери тепла с уходящими газами	%	0,20	0,10	0,35	0,50	0,15	2,58	0,24	0,11	0,03	0,06	0,05	0,0	0,06	0,03
Потери тепла от химического недожога	"	94,47	94,16	94,35	93,87	94,15	92,20	93,83	94,67	95,11	95,15	95,19	95,14	94,72	95,64
К. п. д. котельного агрегата*	м³/ч	10 600	13 010	13 060	13 055	12 690	13 060	12 310	12 090	10 770	6 640	9 730	13 420	13 760	13 110
Расход газа (на 3 горелки)		97,5	121	124	117	112	120	116	122	103	66	96	127	126	125
Объемное теплонепрежение топки	Мкал/м³·ч	1 030	1 048	1 040	1 060	1 040	1 090	1 060	1 060	1 070	916	1 060	1 140	1 160	1 150
Температура газов на выходе из топки	°C	286	307	299	305	303	304	313	302	287	250	278	300	310	293
Температура горячего воздуха	"	260	263	260	267	263	260	269	270	264	238	249	258	271	254
Температура воды на выходе из экономайзера	"	50,3	60,9	63,3	59,7	59,5	60,6	59,0	61,8	52,5	34,4	49,5	63,5	60,7	64,5
Тепло, воспринятое топочными экранами	ккал/ч	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Среднее отношение динамического напора воздуха к динамическому напору газа	—	0,34	0,66	0,42	0,42	0,44	0,46	0,49	1,17	0,62	—	0,56	0,64	0,46	0,46

* Потери тепла в окружающую среду принята равной 0,6%.

установленными вместо горелок ТКЗ. Против ожидания интенсивность суммарного теплообмена в топке не изменилась, несмотря на резкое увеличение светимости факела и на значительное замедление процесса горения (факел занимает в данном случае 0,9 всего топочного объема).

Как видно из таблицы (подробнее см. [Л. 101]), замена горелок почти не отразилась на тепловосприятии топочных экранов, температуре газов, покидающих топку, и температуре перегретого пара. В то же время в результате балансовых испытаний было установлено, что практически полное сжигание газа ($q_3 = 0,05\%$) при использовании горелок Мосэнергопроекта может быть осуществлено при довольно низких значениях коэффициента избытка воздуха в топке (порядка 1,04). Кроме того, было установлено, что горелки Мосэнергопроекта менее чувствительны к нарушениям равномерности распределения воздушного потока. Даже при повышении степени неравномерности подачи воздуха по горелкам N до 20 заметного увеличения q_3 не наблюдалось.

Из рассмотрения изложенных выше опытных и эксплуатационных материалов можно сделать вполне определенный вывод, что в топках с невысокими объемными теплонапряжениями горелки, работающие без предварительного смешения газа и воздуха, могут обеспечить сжигание больших количеств газа с вполне удовлетворительными экономическими показателями. В еще большей степени сказанное относится к угловому и особенно тангенциально-угловому расположению горелок в топочной камере (см. гл. XI).

Менее благополучно дело обстоит с показателями надежности работы газовых горелок, особенно в тех случаях, когда приходится часто переходить с газового топлива на мазут или на пылевидное топливо.

В связи с этим представляет интерес применение конструкции пылегазовой горелки, разработан-

ной Мосэнергопроектом совместно со службой наладки Мосэнерго.

Общий вид такой горелки производительностью $2700 \text{ м}^3/\text{ч}$ природного газа представлен на рис. 7-3. Газ поступает в горелку через патрубки 1. Пройдя кольцевое междутрубное пространство 2, газ поступает в газораздаточную трубу 3. Труба имеет с одной стороны входную щель, а с другой стороны — газовыпускные отверстия диаметром 18 мм. Отверстия просверлены под углом 60° к оси горелки. Газораздаточная система защищена от излучения топки насадком 4 из фасонного кирпича и обмазкой 5. Поток аэрозвеси закручивается улиткой 6 и затем движется по каналу 7. Пылевой насадок 8 также защищен от топочного излучения шамотным насадком 4. Поток вторичного воздуха, закрученный улиткой 9*, движется вдоль амбразуры 10. Скорость воздуха при выходе из амбразуры составляет примерно $30\text{—}34 \text{ м/сек}$, а скорость истечения газа из газовыпускных отверстий — примерно $90\text{—}110 \text{ м/сек}$. Производительность горелки по угольной пыли составляет около 3500 кг/ч .

Испытания данных горелок на одной из московских электростанций еще не закончены. Однако имеются сведения о том, что срок непрерывной работы горелок (без прогорания) на газовом и пылеугольном топливе превышает 1 год, тогда как у многих других горелок он составляет всего 2—3 недели.

Заканчивая на этом краткий обзор конструкций горелок без предварительного смешения газа с воздухом, применяемых для сжигания газа и других видов топлива на электростанциях, рассмотрим некоторые оригинальные приемы интенсификации диффузионного сжигания газа. К числу таких приемов относится разработанный и исследованный в Киевском политехническом институте метод диффузионного сжигания газа в турбулент-

* Разработан также вариант конструкции, в котором улиточный подвод воздуха заменен лопаточным.

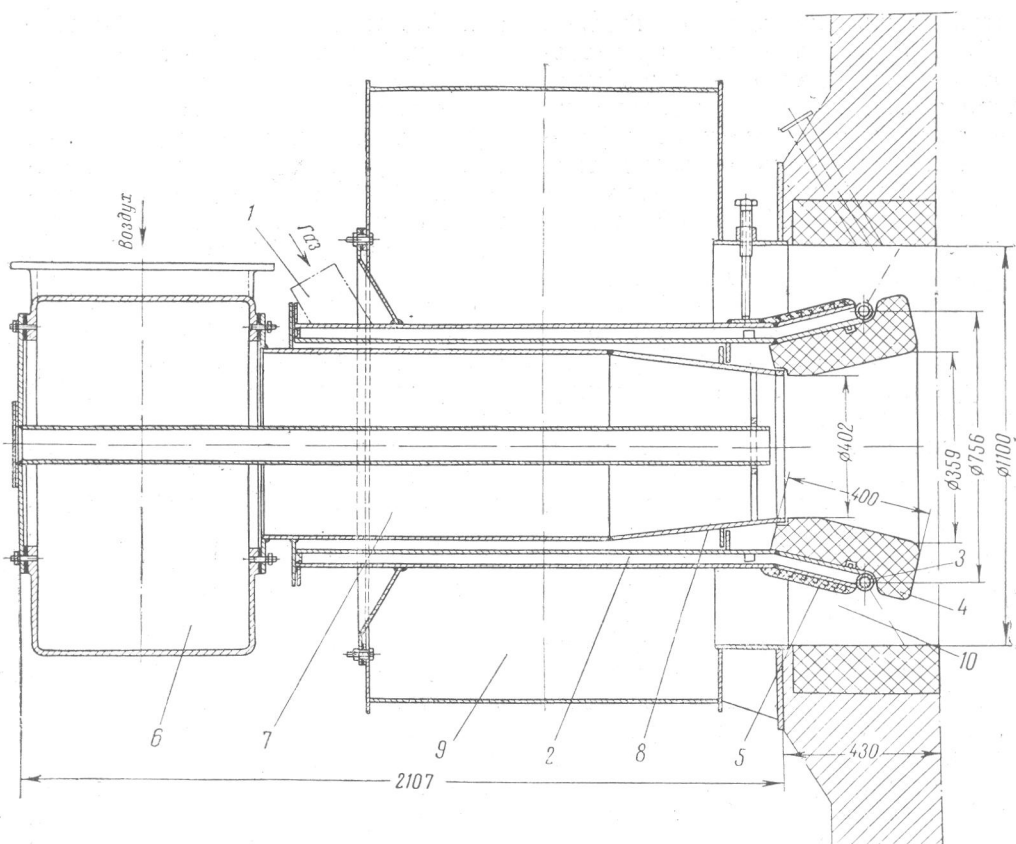


Рис. 7-3. Пылегазовая горелка с шамотным насадком.

ном следе за плохо обтекаемыми телами — стабилизаторами. В этом случае (рис. 7-4) горелка представляет собой газораздаточный насадок 1 с многочисленными радиальными отверстиями. Сжигание газа происходит в диффузионных факелах, расходящихся веером вокруг газораздаточного насадка. Воздух нагнетается в камеру 2, откуда он поступает в зону горения через от-

верстия (круглого или щелевидного сечения) конической воронки 3. Горящие факелы размещаются между радиальными воздуховыпускными щелями* или рядами отверстий, т. е. как бы в следе за плохо обтекаемым телом. Воздушные струи

* Вместо перфорированной воронки иногда используются наборы стабилизаторов желобообразной формы.

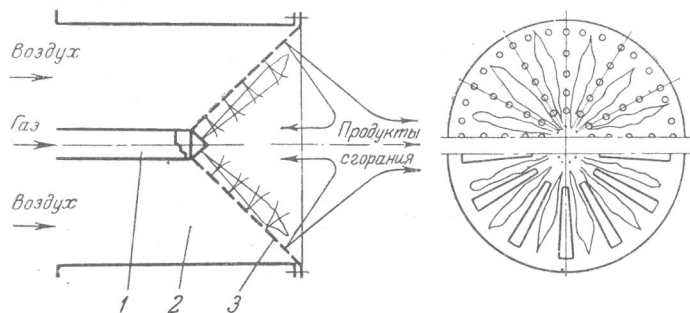


Рис. 7-4. Схема диффузионной горелки, работающей в широком диапазоне избытков воздуха.

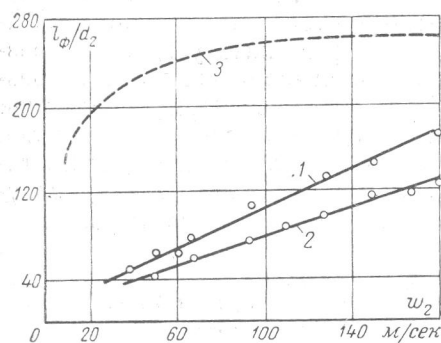


Рис. 7-5. Зависимость безразмерной длины горящего диффузионного факела от скорости истечения природного газа.

1 — за перфорированным экраном (скорость воздуха 50 м/сек); 2 — за экраном со щелями (скорость воздуха 50 м/сек); 3 — в неподвижном воздухе.

при достаточной их дальнобойности сталкиваются в средней части горелки и движутся дальше в двух направлениях, показанных на рис. 7-4 стрелками. Наряду с основным потоком, направление которого совпадает с общим движением газов, существует другой поток, направленный к газовому соплу горелки. Захватывая раскаленные продукты горения, этот поток осуществляет непрерывное поджигание горючей смеси в корневой части факелов [Л. 102].

Процессы диффузии идут здесь настолько интенсивно, что протяженность зоны горения, характеризуемая отношением l_ϕ/d (рис. 7-5), уменьшается в 2—3 раза (линии 1 и 2) по сравнению с обычным диффузионным факелом, который развивается в атмосфере неподвижного воздуха (кривая 3). Кроме того, исчезает яркое свечение, свойственное диффузионному горению газов, содержащих углеводороды.

Изучение таких полуограниченных факелов, образующихся при взаимодействии газового потока с поперечными воздушными струями, показало, что при надлежащем конструктивном оформлении (например, как показано на рис. 7-4) устойчивое сжигание газа может осуществляться в очень широком диапазоне коэффициентов избытка воздуха (от 1,2—1,3 до 20 и даже в отдельных случаях до 40).

Расширение диапазона рабочих

значений избытка воздуха связано с тем, что при уменьшении или увеличении расхода газа изменяется только длина факелов, а состав смеси в активной зоне остается без изменения, так как струи избыточного воздуха, находящиеся вне досягаемости газовых струй, проходят мимо активной зоны, не обедняя в ней состава смеси.

В тех случаях, когда горелка предназначена в основном для работы на режимах с полным использованием подаваемого в камеру воздуха, т. е. при минимально допустимых избытках воздуха, длина горящих газовых струй должна быть такой, чтобы они перекрывали все поперечное сечение горелки. Необходимые для этого условия могут быть определены путем расчета с последующей экспериментальной доводкой основных параметров до оптимальных значений.

Важно иметь в виду, что длина рассматриваемого полуограниченного факела зависит не только от скорости истечения газа, но и от ряда других режимных и конструктивных факторов: скорости воздушного потока, диаметра отверстий, ширины стабилизатора, угла раскрытия затененного сектора или угла раствора стабилизатора и т. п.

Обработка экспериментальных данных, полученных В. А. Христом и Г. Н. Любчиком, позволила найти критериальную зависимость относительной дальнобойности фа-

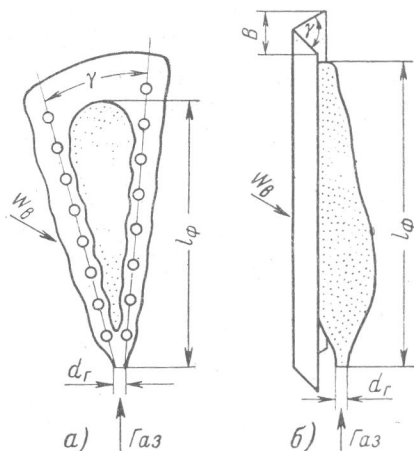


Рис. 7-6. Схемы топливосжигающих ячеек. а — с перфорированным экраном; б — с жолобообразным стабилизатором.

кела l_{ϕ}/d_{Γ} от основных параметров системы (для фиксированных размеров стабилизаторов) [Л. 103].

Для случая, когда горящий факел образуется в затененном секторе перфорированного экрана (рис. 7-6,а), эту зависимость можно представить в следующем виде:

$$\frac{l_{\phi}}{d_{\Gamma}} = A \left(\frac{\omega_{\Gamma}^2}{\omega_{\text{в}}^2} \frac{d_{\Gamma}}{d_{\text{в}}} \right)^k, \quad (7-1)$$

где ω_{Γ} — скорость истечения газа из газовыпускных отверстий насадка;

$\omega_{\text{в}}$ — скорость истечения воздуха из отверстий экрана;

d_{Γ} — диаметр газовыпускных отверстий;

$d_{\text{в}}$ — диаметр воздуховыпускных отверстий;

A — эмпирический коэффициент;

k — показатель степени.

Для случая, когда горящий факел развивается в турбулентном следе желобообразного стабилизатора (рис. 7-6,б), указанная зависимость принимает следующий вид:

$$\frac{l_{\phi}}{d_{\Gamma}} = A \left(\frac{\omega_{\Gamma}^2}{gd_{\Gamma}} \right)^m \left(\frac{\omega_{\Gamma}\gamma_{\Gamma}}{\omega_{\text{в}}\gamma_{\text{в}}} \right)^n, \quad (7-2)$$

где $\omega_{\text{в}}$ — скорость воздушного потока;

g — ускорение силы тяжести;

γ_{Γ} и $\gamma_{\text{в}}$ — удельный вес соответственно газа и воздуха;

m и n — показатели степени.

Остальные обозначения такие же, как в формуле (7-1).

Заметим, что комплекс $\omega_{\Gamma}^2/gd_{\Gamma}$ в уравнении (7-2) является безразмерным критерием Левченко (ср. гл. V, стр. 84), а комплекс $\omega_{\Gamma}\gamma_{\Gamma}/\omega_{\text{в}}\gamma_{\text{в}}$ — критерием, представляющим собой отношение плотности тока газового и воздушного потоков.

Что же касается конструктивного оформления данного метода, то оно облегчается возможностью набирать из нескольких стабилиза-

торов, представляющих собой элементарные топливосжигающие ячейки, газогорелочные устройства различной производительности и различной формы. При испытании одной из конструкций горелок в Киевском политехническом институте на природном газе были получены следующие результаты:

теплопроизводительность горелки $4,5 \cdot 10^6$ ккал/ч;
диаметр горелки 560 мм;
максимальная форсировка горелки $(17 \div 19) 10^6$ ккал/м²ч;
теплонпряженность объема, в котором завершается сгорание $(18 \div 20) 10^6$ ккал/м³ч;
диапазон устойчивого горения по коэффициенту избытка воздуха 1,2 — 20,0;
полнота сгорания в указанном диапазоне избытков воздуха 96 — 99,5%.

Длина зоны горения составляла не более 1—1,5 диаметра горелки.

В связи с тем, что данные горелки могут работать в широком диапазоне избытков воздуха, наиболее перспективной областью их применения является генерация больших масс сравнительно низкотемпературного теплоносителя в камерах сгорания газотурбинных и некоторых парогазотурбинных установок, а также в так называемых бескалориферных сушилках и т. п. Обычно в этих установках топочный процесс протекает при высоких температурах, а снижение температуры продуктов горения (до 700—800°С в ГТУ и до 80—100°С в сушильных установках) осуществляется путем их смешения с воздухом или путем рециркуляции отработанных газов. В отличие от этого применение горелок, могущих работать при повышенных и переменных избытках воздуха, дает возможность упростить систему, уменьшить габариты и улучшить эксплуатационные характеристики промышленного и энергетического газоиспользующего оборудования.

ГОРЕЛКИ С ЧАСТИЧНЫМ ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫМ СМЕШЕНИЕМ ГАЗА И ВОЗДУХА

8-1. ГОРЕЛКИ С УКОРОЧЕННЫМ СМЕСИТЕЛЕМ

По принципу действия горелки с укороченным смесителем близки к горелкам предварительного смешения (см. гл. IX) и отличаются от них лишь меньшей длиной смесительного устройства, вследствие чего смешение газа с воздухом начинается в смесителе, но не успевает в нем закончиться. По этой причине длина пламени у таких горелок при прочих равных условиях меньше, чем при раздельной подаче газа и воздуха в топку, и больше, чем у горелок предварительного смешения, обеспечивающих образование гомогенной газо-воздушной смеси внутри самой горелки.

Горелки с укороченным смесителем получили широкое распространение в котельной технике. Этому способствуют следующие обстоятельства:

во многих случаях необходимо улучшать начальные условия смешения больших количеств газа и воздуха по сравнению с горелками внешнего смешения;

как показывают опытные данные (см. например, стр. 90), имеется возможность обеспечивать достаточно интенсивное молярное смешение газа и воздуха и в смесителях укороченного типа;

в тех случаях, когда размеры топочного пространства допускают сжигание топлива со сравнительно низкими объемными теплонапряжениями, нет необходимости смешения газа и воздуха доводить до конца внутри самой горелки;

в ряде случаев желательно получение пламени, теплообменные характеристики которого занимают промежуточное положение между соответствующими характеристиками растянутого диффузионного пламени (светящегося или несветящегося) и пламени, образующегося при сжигании гомогенных газо-воздушных смесей.

а) Горелки котлов большой мощности

Примером котельных горелок с укороченным смесителем могут служить газо-мазутные горелки, применяемые на некоторых электростанциях Азэнерго, в которых осуществлена заглубленная в амбразуру центральная подача газа.

Одной из них является горелка Азэнергопроекта, показанная на рис. 8-1. Природный газ поступает в горелку через патрубок 1, движется по трубе 2 и затем вытекает из щелей головки 3, защищенной от излучения торкретным наконечником 4. Центральная труба 5 служит для розжига и для наблюдения за процессом горения; кроме того, здесь может быть установлена мазутная форсунка 6, головка которой размещается вблизи от выходного отверстия трубы 5. Воздух, необходимый для горения, нагнетается вентилятором через кожух 7. Закручивание воздушного потока осуществляется шестнадцатью лопатками 8, поворот которых дает возможность регулировать степень закручивания, а следовательно, и форму факела. Обращает на себя внимание утопленное размещение головки 3 в огнеупорной амбразуре 9, имеющей конфузорную и диффузорную части. Смешение газа с воздухом начинается при истечении газа мелкими струями из прорезей головки 3 в закрученный лопатками воздушный поток. Горение газа начинается на выходе из амбразуры и осуществляется затем в факеле, образующемся в топочном пространстве котла. На устойчивости факела благоприятно отражается подсос горячих продуктов горения в диффузорную часть амбразуры. Важно, однако, чтобы пламя не затягивалось в горелку, так как это приводит к обгоранию металлических деталей и другим нежелательным последствиям.

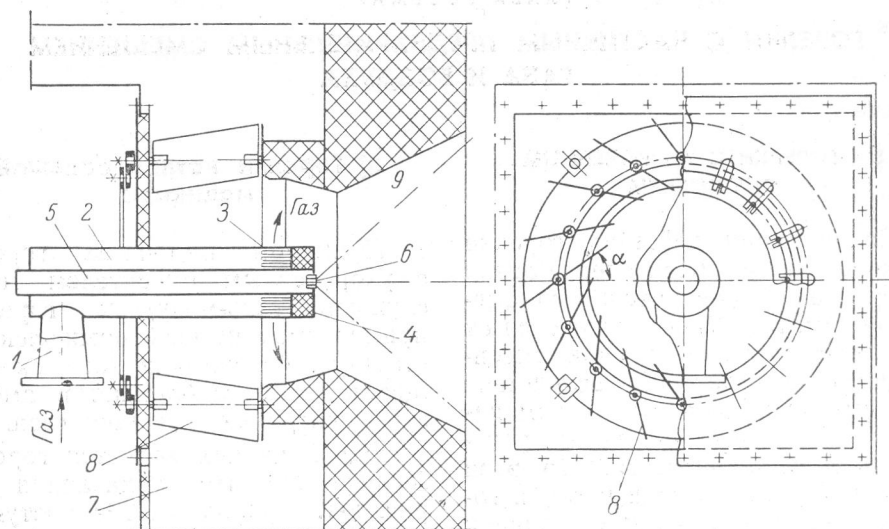


Рис. 8-1. Газо-мазутная горелка с центральной подачей газа конструкции Азэнерго-проекта.

В таком виде данная горелка эксплуатировалась на протяжении ряда лет на котле Бабкок-Вилькокс 120 т/ч, причем шесть горелок было установлено на фронтальной стене топки. Обследование работы горелки, проведенное работниками системы Азэнерго, показало, что вместо подачи газа через радиальные щели под прямым углом к оси горелки целесообразно закручивать не только воздушный, но и газовый поток (в одинаковом направлении). На качество смешения влияет профиль

амбразуры, а также степень заглубления головки 3 в амбразуре. Если скорость истечения газа из щелей принять равной 68 м/сек, а скорость воздуха — 25 м/сек, то смешение газа с воздухом улучшается. Однако химический недожог отсутствует лишь при коэффициенте избытка воздуха порядка 1,2.

Позднее Азэнергопроектом был разработан ряд других конструкций газо-мазутных горелок, близких по принципу действия к вышеописанной, но отличающихся от нее в де-

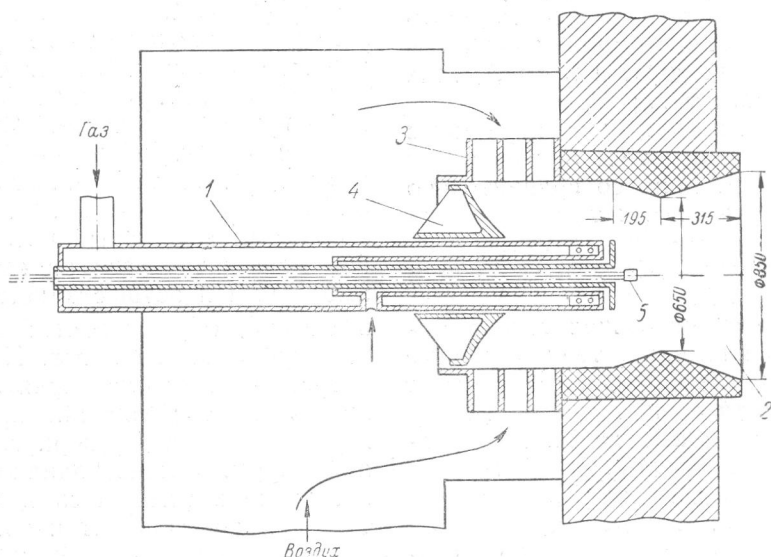


Рис. 8-2. Газо-мазутная горелка ТКЗ.

1 — газоподводящая труба; 2 — амбразура; 3 — регистры; 4 — заслонка; 5 — форсунка.

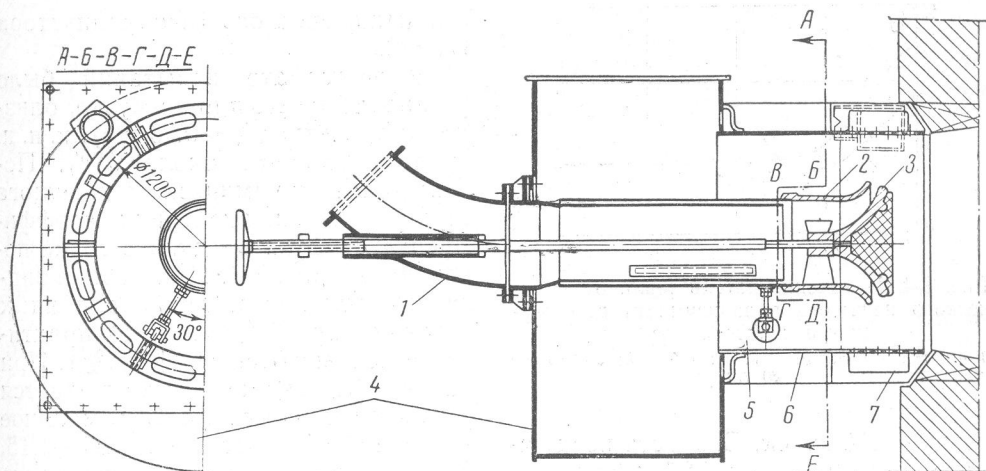


Рис. 8-3. Пылегазовая горелка с периферийной подачей газа конструкции Харьковэнерго.

талях (подробнее см. [Л. 104]). Указанные горелки были применены для сжигания газа в топках котлов мощностью порядка 200 т/ч.

Принцип центральной подачи газа в глубину амбразуры, по которой движется закрученный регистром воздух, использован также в горелках Таганрогского котлостроительного завода, предназначенных для газомазутных котлов производительностью 420 и 500 т/ч (типа ТГМ-84, ТГМ-94 и др.). Схематически конструкция одной из таких газо-мазутных горелок представлена на рис. 8-2. Газовыпускные отверстия трубы 1, имеющие диаметр около 10 мм, заглублены в амбразуру 2 примерно на 500 мм. Закручивание воздушного потока осуществляется тремя регистрами 3, отключение которых производится при помощи заслонки 4. Мазутная форсунка 5 устанавливается по оси горелки. Скорость истечения газа из газовыпускных отверстий составляет примерно 70 м/сек, а скорость движения воздуха в амбразуре — около 30 м/сек. При этих условиях производительность горелки по газу равна примерно 1600 м³/ч, что вынуждает устанавливать в топках котлов ТГМ-84 по 24 таких горелки, а котлов ТГМ-94 — по 27 горелок (в 4 яруса). При регулировании температуры перегретого пара путем выключения отдельных горелок единичная производительность горе-

лок может быть увеличена в 1,5—2 раза (подробнее см. стр. 219).

Многие горелки (газовые, пылегазовые и газо-мазутные) работают с заглубленной в амбразуру подачей газа по периферии закрученного воздушного потока.

Примером такого устройства может служить горелка (рис. 8-3), которая была сконструирована ПКБ Харьковэнерго на основании работ Киевэнерго по приспособлению пылеугольных горелок системы ОРГРЭС к сжиганию газового топлива. На пылевидном топливе (антрацитовом штыбе) данная горелка работает следующим образом. Смесь пыли с первичным воздухом подается по каналу 1 через чугунный насадок 2, на выходе которого устанавливается конус-рассекатель 3. Вторичный воздух подается через улитку 4, обеспечивающую его закручивание, и через канал 5.

Приспособление горелки к работе на природном газе выразилось в том, что в горелочной обечайке 6 было просверлено большое количество отверстий, по месту сверления которых была приварена опоясывающая камера 7. В горелке производительностью 3000 м³/ч природного газа высверливается 280 отверстий (по 40 отверстий в ряду) диаметром 5 мм, что обеспечивает истечение тонких струй газа в канал вторичного воздуха со скоро-

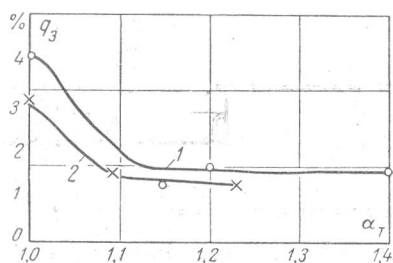


Рис. 8-4. Изменение потерь тепла от химического недожога в зависимости от коэффициента избытка воздуха.

1 — котел производительностью 65 т/ч; 2 — то же 80 т/ч.

стью ~ 170 м/сек. Скорость воздушного потока — около 27 м/сек.

Испытания горелок данной конструкции были проведены работниками Харьковэнерго [Л. 105] на одной из южных электростанций в следующих условиях. На фронтальной стене топки котла высокого давления (85 ат) производительностью 105 т/ч пара с температурой перегрева 500°C были установлены три горелки. Тепловое напряжение объема топки при полной нагрузке котла составляло 128 Мкал/м³·ч. Коэффициент полезного действия котла определялся по прямому и по обратному балансам. Теплота сгорания природного газа определялась калориметром Юнкера, а состав уходящих газов — при по-

мощи химического газоанализатора ВТИ-2.

В результате испытаний было установлено, что при нагрузке, близкой к проектной ($\sim 97,0$ т/ч), к. п. д. котла составляет около 91%. Потери тепла от химического недожога при различных значениях коэффициента избытка воздуха в топке показаны на рис. 8-4. Из графика видно, что эти потери тепла в данных условиях при $\alpha''_t = 1,1 \div 1,4$ практически не меняются (1,3—1,5%). При падении α''_t ниже 1,1 наблюдается резкое увеличение q_3 . Оптимальное значение α''_t составляет 1,1—1,15, так как при значениях его выше 1,15 к. п. д. котла резко падает вследствие увеличения потерь тепла с уходящими газами. По всей вероятности, оптимальное значение α''_t является завышенным, так как оно получено на основании анализов продуктов горения при помощи газоанализатора ВТИ-2.

Аналогичные горелки с периферийной подачей газа, установленные в котле ТП-150, были испытаны бригадой ОРГРЭС.

При полной нагрузке котла (150 т/ч) яркое пламя наблюдалось только вблизи от устья горелок. Выше горелок пламя было несветящимся. Потери тепла от химического недожога при $\alpha''_{\text{пл}} = 1,13$ со-

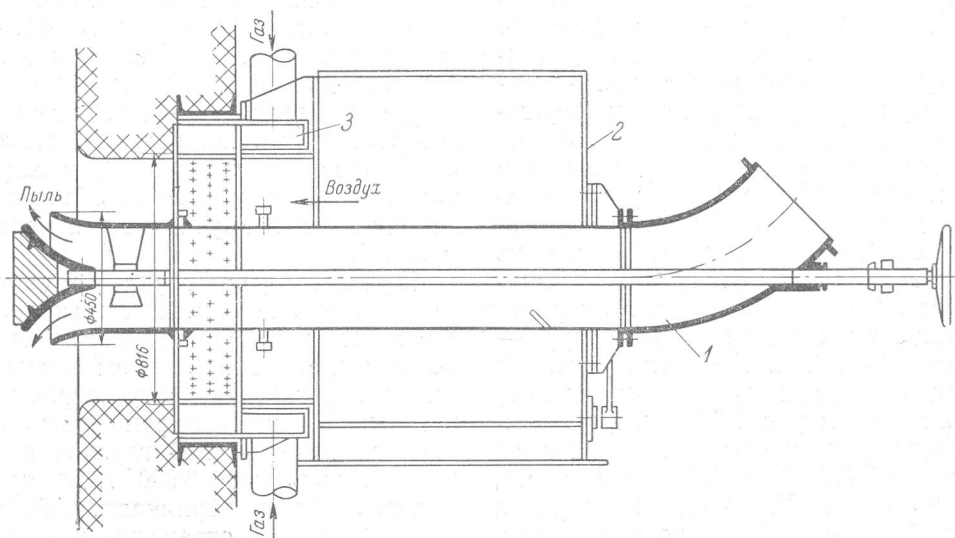


Рис. 8-5. Пылегазовая горелка с периферийной подачей газа конструкции Мосэнерго-проекта.

1 — труба для подачи пыли в смеси с первичным воздухом; 2 — удитка; 3 — газовая камера.

ставляли 0,3—0,5%. Величина $\alpha''_{\text{шт}}$ изменялась в пределах 1,0—1,32.

При снижении нагрузки котла до 135 т/ч и особенно до 105 т/ч наблюдалось увеличение потерь от химического недожога (до 2,4% при $\alpha''_{\text{шт}}=1,1 \div 1,2$) и дымление. При увеличении коэффициента избытка воздуха до 1,3 и выше дымление прекращалось, но потеря от химического недожога не исчезала ($q_3=0,3 \div 0,7\%$). На этом основании было признано, что работу горелок с периферийной подачей еще нельзя считать удовлетворительной, так как необходимо, чтобы эффективность работы горелок была независимой от изменения нагрузки котла.

Разновидность комбинированной пылегазовой горелки с периферийной подачей газа показана на рис. 8-5. Горелка спроектирована Мосэнергопроектом применительно к котлам, приспособленным для работы на пыли донецкого тощего угля. Проектная производительность горелки 3500 м³/ч с теплотой сгорания около 7000 ккал/м³. Подача газа в закрученный поток воздуха осуществляется через 450 отверстий диаметром 8 мм. Число отверстий и их диаметр рассчитаны так, что скорость истечения газа была примерно такая же, как и скорость движения воздуха на выходе из амбразуры (~50 м/сек). Расстояние от выходного сечения амбразуры до ближайшего ряда газопускных отверстий равно ~370 мм, что составляет 0,45 от диаметра амбразуры и равно 45 диаметрам газопускного отверстия.

Интересной разновидностью пылеугольных горелок является конструкция, разработанная Д. М. Хзмаляном (Московский энергетический институт) и внедренная на ряде белорусских электростанций [Л. 106]. В основу конструкции положен метод сжигания газа в тонких плоских параллельных струях. Этот метод позволяет улучшить не только начальные условия процесса в области корня факела, но и условия в зоне догорания, где скорости и градиенты скоростей имеют обычно низкие значения и действие турбулентности ослабевает.

Одним из вариантов такого устройства является горелка МЭИ, установленная в топке парового котла паропроизводительностью 90 т/ч и показанная на рис. 8-6. Природный газ поступает в горелку из газопровода 1 через перфорированные трубы 2. Газовыпускные отверстия имеют диаметр 6,5 и 15 мм и расположены в два ряда с шагом, равным соответственно 38 и 114 мм. Газораспределительные трубы встроены в амбразуры 3 пылеугольной горелки на расстоянии примерно 370 мм от выходного сечения. Воздух, необходимый для горения, поступает в амбразуры через эжекционные сопла 4, воздухопровод 5 и головку сепарационной шахты 6. Газо-воздушная смесь поступает в топку через систему таких вытянутых вертикальных амбразур. До слияния горящих струй каждая из них развивается в топочном пространстве самостоятельно, причем малая ширина амбразур и большой периметр воспламенения обеспечивают быстрое распространение пламени на все сечение факела. После этого струи сливаются в общий поток, где догорание протекает в условиях повышенной турбулентности. Балансовые испытания котла, оборудованного горелками МЭИ, были проведены с применением хромографии на различных нагрузках (45, 60, 75 и 90 т/ч). Тепловое напряжение топочного объема доводилось примерно до $180 \cdot 10^3$ ккал/м³·ч. В результате проведенных испытаний было установлено, что устойчивое сжигание природного газа во всем исследованном диапазоне нагрузок осуществляется при избытках воздуха за второй ступенью экономайзера около 5% с практическим отсутствием химической неполноты горения.

В некоторых котлах сжигание двух видов топлива (угольная пыль и газ) осуществляется не в комбинированных горелках, а отдельно. Так, например, в котле среднего давления паропроизводительностью 150 т/ч одной из южных электростанций под всеми пылеугольными горелками установлены газовые горелки, показанные на рис. 8-7. Они

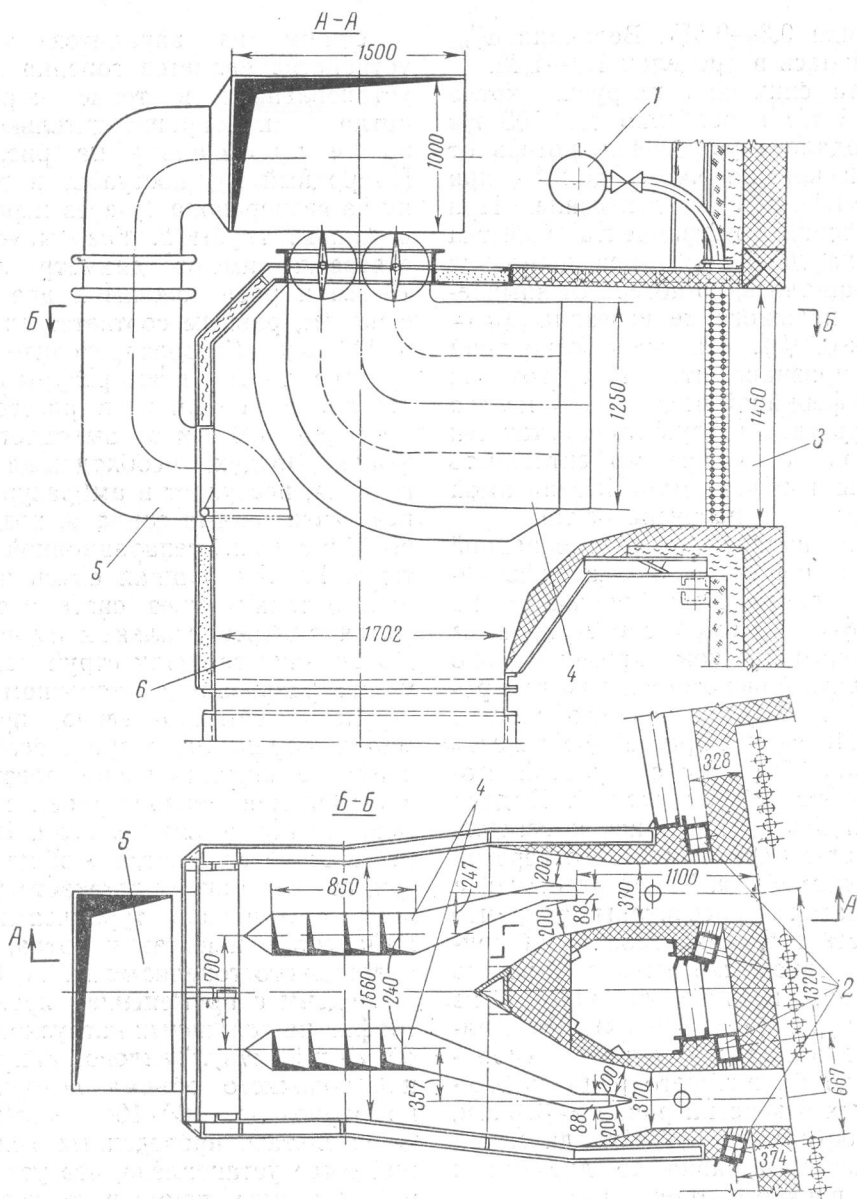


Рис. 8-6. Горелочное устройство для сжигания газа в тонких струях.

отличаются от горелки, изображенной на рис. 8-3, отсутствием пылеподающей трубы, а также конструкцией газораспределительной камеры, которая омывается снаружи воздухом и поэтому не нуждается в водяном охлаждении.

В отличие от такой компоновки пылеугольных и газовых горелок иногда применяется размещение пылеугольных горелок на фронтальной стене топки, а газовых горелок — на боковых стенках. В част-

ности, по такому принципу был осуществлен перевод на газовое топливо двух котлов среднего давления 110 т/ч (резервное топливо — угольная пыль). Сжигание природного газа в этих котлах осуществляется в горелках с вертикальными перфорированными трубами производительностью по 1700 м³/ч. Конструкция этих горелок крайне проста (рис. 8-8). Газ поступает в горелку по вертикальным трубам 1, имеющим двухрядную перфорацию.

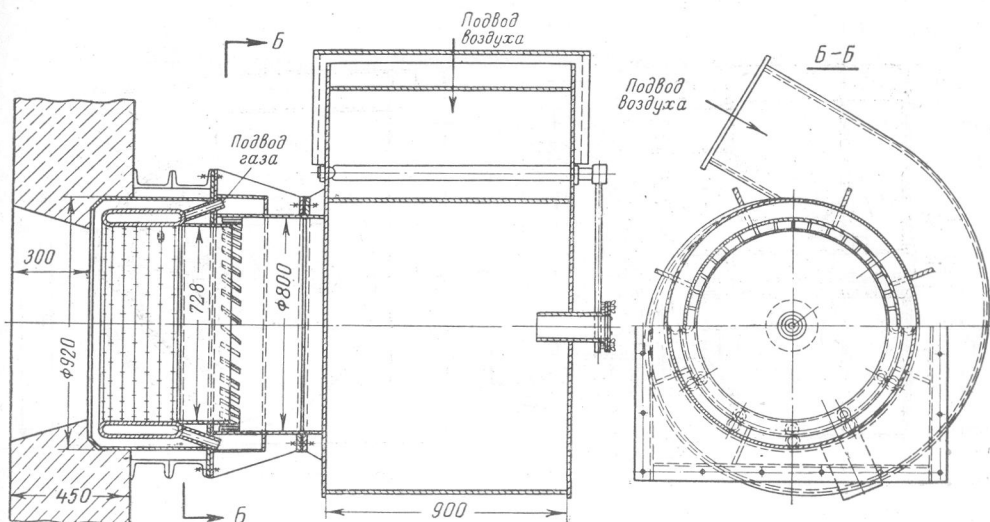


Рис. 8-7. Газовая горелка с периферийной подачей газа.

Истечение газа из отверстий малого диаметра происходит в поток воздуха, который поступает в горелку через прямоугольный канал 2 и меняет затем свое направление под прямым углом. Для того чтобы избежать завихрения при повороте, на пути воздушного потока устанавливаются направляющие лопатки 3. Регулирование подачи воздуха осуществляется поворотной заслонкой 4. Смещение газа с воздухом начинается перед тем, как они поступают в горелочную амбразуру 5 и продолжается после истечения из амбразуры, т. е. в процессе факельного горения в топочном пространстве. Розжиг горелки и наблюдение за процессом горения осуществляются через лючок 6. В случае необходимости данные горелки блокируются. Блок из четырех горелок позволяет сжигать $6500 \text{ м}^3/\text{ч}$ природного газа.

По данным ОРГРЭС испытание котла типа «Борзиг», в топке которого были установлены горелки с вертикальными перфорированными трубами (по две горелки на каждой боковой стенке топки), показало, что эти горелки не обеспечивают полного сгорания газового топлива [Л. 107]. Потери тепла от химического недожога составляют при $\alpha''_{\text{тп}} = 1,1 \div 1,2$ примерно 1,5—3,0%. При увеличении коэффи-

циента избытка воздуха до 1,4 величина q_3 уменьшается, но все же остается на уровне 1%.

Следует отметить, что раздельное сжигание пыли и газа в различных горелках, хотя и позволяет луч-

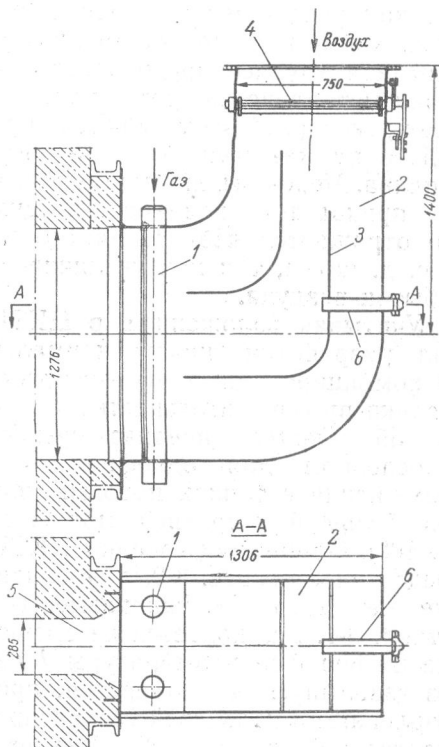


Рис. 8-8. Газовая горелка с подачей газа через вертикальные перфорированные трубы.

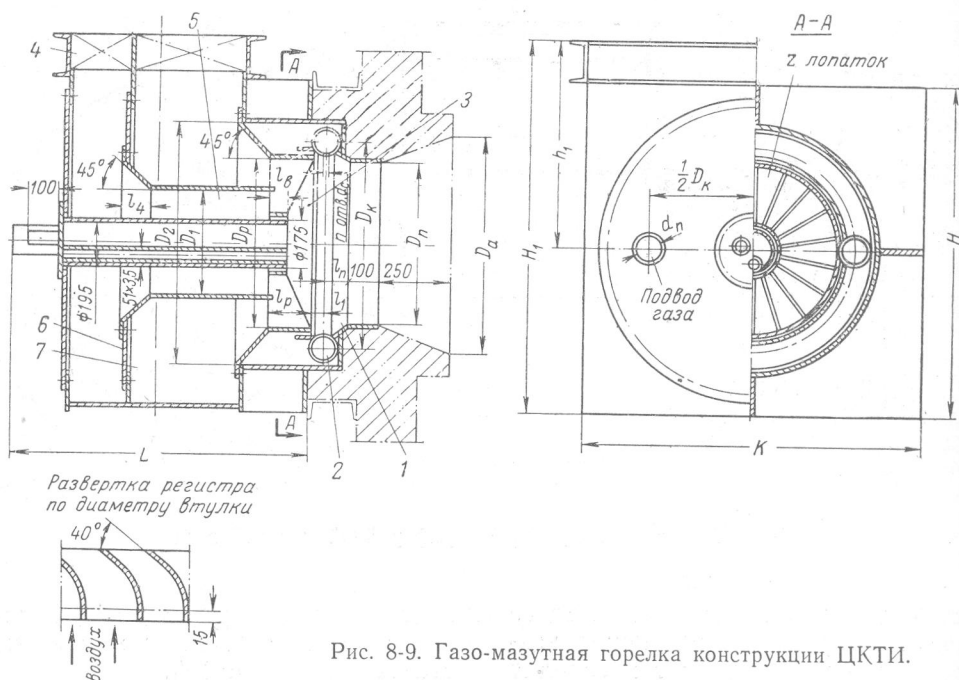


Рис. 8-9. Газо-мазутная горелка конструкции ЦКТИ.

ше учесть специфику обоих процессов, применяется довольно редко, так как усложняет разводку воздуха. Кроме того, при таком способе сжигания труднее предохранить от порчи металлические детали тех горелок, которые выключаются при работе на каком-либо одном виде топлива. Через выключенные горелки приходится подавать воздух, что отражается неблагоприятно на к. п. д. котла, так как увеличивает избыток воздуха.

Учитывая изложенное, в ЦКТИ был разработан проект нормалей на комбинированные газо-мазутные горелки производительностью от 2,3 до 55 Гкал/ч, предназначенные в основном для однофронтowego размещения в топках паровых котлов большой и средней мощности [Л. 108]. Общий вид горелки ЦКТИ представлен на рис. 8-9, а ее основные параметры и типоразмеры — в табл. 8-1. Газ подается на смешение по периферии амбразуры 1 через газовыпускные отверстия, просверленные в кольцевой газораспределительной камере 2. Размеры отверстий рассчитаны таким образом, чтобы при заданных значениях скоростей газа и воздуха дальность газовых струй совпадала

с той частью полости амбразуры, в которой скорости закрученного потока воздуха имеют максимальное значение (см. гл. X). Газораспределительная камера заглублена в амбразуру примерно на 400 мм, что также улучшает начальные условия смешения газа с воздухом до их поступления в топку.

Амбразура состоит из трех частей: конфузора, небольшого пережима и диффузора. Пережим уменьшает проходное сечение амбразуры примерно на 10%, препятствуя тем самым обратному перетеканию продуктов горения в глубь амбразуры. Кроме того, пережим защищает газораспределительную камеру от излучения факела. Для того чтобы предотвратить коробление, обгорание и разрушение отдельных частей горелки, предусмотрена защита цилиндрической части амбразуры сварным металлическим кожухом. В качестве аппарата для закручивания потока воздуха применен цилиндрический 18-лопаточный регистр 3 осевого типа. Лопатки регистра спрофилированы таким образом, что имеют прямой участок на стороне входа воздуха и участок, повернутый по радиусу под углом 40—50° на стороне выхода воздуха

Основные параметры и размеры газо-мазутных горелок ЦКТИ

Наименование	Обозначение	Размерность	Типоразмеры						
			I	II	III	IV	V	VI	VII
Производительность горелки:									
по газу ($Q_H = 8500 \text{ ккал/м}^3$) . . .		$\text{м}^3/\text{ч}$	270	510	1080	1890	2700	4320	6480
по мазуту ($Q_H^p = 9170 \text{ ккал/кг}$) . . .		кг/ч	250	500	1000	1750	2500	4000	6000
по теплу		Гкал/ч	2,3	4,6	9,2	16	23	36	55

Габариты и размеры основных элементов горелки (рис. 8-9)

Высота корпуса (без шибера)	H	мм	450	580	750	960	1110	1250	1450
Ширина корпуса	K	"	430	560	730	940	1090	1220	1400
Диаметр устья амбразур (при угле 20°)	D_a	"	400	500	600	730	840	960	1090
Диаметр пережима амбразур	D_n	"	220	315	415	550	660	780	910
Наружный диаметр регистра	D_p	"	230	330	440	580	700	820	850
Ширина обода регистра	l_p	"	60	85	110	145	175	205	240
Число лопаток воздушного регистра	z	шт.	18	18	18	18	18	18	18
Диаметр кольцевой газораспределительной камеры	D_k	мм	277	392	525	685	817	944	1086
Диаметр газовыпускных отверстий	d_c	"	6	7	10	12	14,5	15	17
Число газовыпускных отверстий	n	шт.	32	36	30	36	36	48	50
Диаметр разделительной обечайки	D_1	мм	140	192	250	326	390	456	526
Глубина коробчатой части корпуса	L	"	230	330	440	580	700	820	950
Расстояние от оси газораспределительной камеры до пережима	l_n	"	40	50	60	70	80	80	90

Рабочие параметры при номинальной производительности горелки

Скорость воздуха в пережиме амбразур (при $t_{\text{возд}} = 250^\circ \text{С}$ и $\alpha = 1,0$)	w_1	м/сек	25—35	25—35	30—40	30—40	30—40	35—45	35—50
Скорость воздуха перед регистром (при $t_{\text{возд}} = 250^\circ \text{С}$ и $\alpha = 1,0$)	w_2	"	36,4	33,3	36,6	36,7	35,7	41,4	46,2
Скорость истечения газа из газовыпускных отверстий	w_3	"	83	109	127	129	126	142	159
Давление воздуха перед горелкой (в раздаточном воздуховоде)	h_1	мм вод. ст.	64—126	64—126	93—165	93—165	93—165	126—208	126—258
Давление газа перед горелкой (после запорного клапана)	h_2	"	800	1380	1840	1920	1830	2330	2900

(см. развертку обода на рис. 8-9). Конструкция регистра выбрана с таким расчетом, чтобы в проекции на плоскость, перпендикулярную оси, лопатки перекрывали одна другую на 3—5%. Обод регистра имеет ширину, равную 25% от диаметра амбразуры. Направление закрученного воздушного потока можно менять при помощи двоянного шибера 4, коаксиального патрубка 5 и перегородки 6, делящих проходное сечение короба 7 на две части. Если обе половины шибера 4 открыты, то

воздух поступает на лопатки регистра по всему сечению короба. Манипулируя шиберами 4, можно регулировать расход воздуха отдельно по каждому из отсеков, образованных коаксиальным патрубком 5.

Для распыливания жидкого топлива предусмотрено использование механических форсунок типа ЦККБ—ВТИ (или паромеханических форсунок ЦКТИ), устанавливаемых во втулке регистра 3.

Горелка комплектуется электрозапальным устройством и фотодат-

чиком для наблюдения за факелом.

В табл. 8-1 приведены данные, характеризующие аэродинамическое сопротивление воздушного тракта горелок ЦКТИ. Величины h_1 подсчитаны для рекомендуемого диапазона скоростей w_1 и значений коэффициентов сопротивления ξ , определенных экспериментально.

Значения ξ для сечения в режиме амбразуры составляют при включении обоих отсеков регистра примерно 3,6, а при включении только периферийного отсека $\sim 5,5$.

Сравнительные испытания газомазутных горелок ЦКТИ различной производительности показали, что эффективное сжигание мазута может быть обеспечено и на режимах с умеренными скоростями воздушного потока. При работе на таких режимах горелки ЦКТИ имеют аэродинамическое сопротивление по воздушному тракту около 70—80 мм вод. ст. (при полной номинальной нагрузке), тогда как горелки конструкции ТКЗ (рис. 8-2), установленные ранее на том же котле, имели сопротивление воздушного тракта порядка 140 мм вод. ст. По данным ЦКТИ за счет такого улучшения аэродинамики проточной части горелки можно сэкономить до 7% электроэнергии, затрачиваемой на собственные нужды котла [Л. 108].

Конструкция горелки ЦКТИ разработана в результате изучения опыта эксплуатации существующих горелок, проведения экспериментальной работы на специальных стендах, а также в результате длительных испытаний горелок различной мощности*, намеченных к нормализации, на котлах большой производительности.

Одно из указанных испытаний было проведено ЦКТИ и службой наладки, автоматики и тепловых измерений (СНАТИ) Башкирэнерго на ТЭЦ-2 г. Уфы. Две исследуемые горелки конструкции ЦКТИ были установлены на фронтальной стене котла типа НЗЛ паропроизводи-

тельностью 105—110 т/ч (параметры пара: давление 34 ат, температура перегретого пара 410°С). В процессе испытаний проводился комплекс измерений, имевших целью не только составление теплового баланса котла, но и получение характеристики горелок, а также выявление особенностей процесса горения в топке при фронтальном расположении исследуемых горелок. В качестве газового топлива использовался нефтепромысловый газ, состав которого испытывал в течение года довольно значительные колебания. Средний объемный состав газа (по анализам ряда проб) был следующим (в процентах по объему): $CH_4=34,3$; $C_2H_6=31,4$; $C_3H_8=10,2$; $C_4H_{10}=1,4$; $H_2=0,5$; $N_2=22,2$. В качестве жидкого топлива использовался сернистый мазут марок 60, 80 и 100.

Анализ проб продуктов сгорания производился при помощи прибора ГПХ-3 (на CO_2 и O_2) и хроматографического газоанализатора ГСТЛ-3 (на горючие продукты неполного горения).

Испытания котла были проведены при работе:

а) одной горелки с нагрузкой около 6 500 м³/ч нефтепромыслового газа, причем коэффициент избытка воздуха за пароперегревателем $\alpha''_{\text{пг}}$ не выходил из пределов от 0,93 до 1,13.

б) двух горелок с нагрузкой каждой из них 3 400—3 800 м³/ч при $\alpha''_{\text{пг}}=0,93 \div 1,13$;

в) двух горелок с нагрузкой каждой из них 2 500—2 800 м³/ч при $\alpha''_{\text{пг}}=0,93 \div 1,16$;

г) двух горелок с нагрузкой каждой из них 1 985 м³/ч при $\alpha''_{\text{пг}}=1,05$.

В результате проведенных испытаний были получены графики, характеризующие зависимость химического недожога за пароперегревателем котла $(q_3)''_{\text{пг}}$ от коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем $\alpha''_{\text{пг}}$ при различных производительностях горелок. На рис. 8-10 дана зависимость $(q_3)''_{\text{пг}} = f(\alpha''_{\text{пг}})$ при сжигании в двух горелках около 7 000 м³ нефтепромыслового газа в час. Обращает на

* Производительность газомазутных горелок ЦКТИ, намеченных к нормализации, по мазуту равна 1,0; 1,75; 2,5; 4,0 и 6,0 т/ч.

себя внимание тот факт, что минимальное значение $\alpha''_{\text{шт}}$, соответствующее отсутствию потерь тепла от химического недожога, равно 1,02. Однако указанное значение $\alpha''_{\text{шт}}$ нельзя считать оптимальным. Путем анализа состава продуктов горения на выходе из топки было установлено, что часть топлива (2—3%), не успевающая при малых избытках воздуха сгореть в топочном объеме, дожигается при прохождении газов через кипятельный пучок и пароперегреватель. В то же время установлено, что минимальное значение $\alpha''_{\text{шт}}$, при котором топливо сгорает полностью (при работе двух горелок), в пределах топочного объема равно $\sim 1,1$. На основании проведенных исследований сделан вывод, что горелки системы ЦКТИ обеспечивают экономичную работу котлоагрегата на газе при $\alpha''_{\text{шт}}$ порядка 1,02—1,05 в широком диапазоне видимых теплонпряжений топочного объема от 83,5 до 200 Мкал/м³·ч. Пределы регулирования нагрузки горелки, проверенные экспериментальным путем, составляют на газе от 30 до 100%, если принять за 100% производительность одной горелки 7 500 м³/ч (в пересчете на метан), которая превышает проектную производительность примерно в 1,67 раза.

Испытание данных горелок на жидком топливе позволило установить, что единичная производительность горелки по мазуту может быть доведена до 6,5 т/ч, что также значительно превышает проектную мощность. Указанная производительность достигается в случае использования паромеханической форсунки с соплом, имеющим диаметр 10,5 мм, при давлении мазута 30—32 ат (изб.). В случае использования механической форсунки типа ЦККБ — ВТИ с соплом, имеющим диаметр 9 мм, производительность по мазуту удается регулировать в пределах от 2,6 до 5,0 т/ч, причем максимальное давление мазута перед форсункой не превышает 32—35 ат (изб.). Неполнота сгорания мазута за котлом отсутствует при значениях коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем

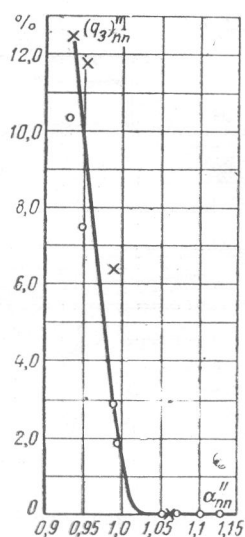


Рис. 8-10. Зависимость потери от химического недожога от коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем котла при работе двух горелок ЦКТИ на газе.

x — по правой стороне газохода; o — по левой стороне газохода.

$\alpha''_{\text{шт}} \geq 1,05$. Полное выгорание мазута в топке можно осуществлять при тепловых напряжениях топочного пространства, превышающих нормативные значения Q/V для газомазутных котлов (~ 300 Мкал/м³·ч).

Разработка головных образцов газомазутных горелок большой единичной мощности осуществляется также Всесоюзным теплотехническим институтом (ВТИ) совместно с Районным энергетическим управлением (РЭУ) Башкирэнерго и Подольским машиностроительным заводом имени Орджоникидзе (ЗиО) [Л. 109]. Эта работа производится с учетом опыта ряда станций Башкирэнерго, где за последние 3—4 года по инициативе и под руководством инж. Ф. А. Липинского на котлах ТП-230, ПК-10, ТГМ-84 и др. освоены циклонные мазутные горелки производительностью по мазуту до 10 т/ч. В этих горелках осуществляется практически полное сжигание жидкого топлива с коэффициентом избытка воздуха за водяным экономайзером, равным 1,01—1,02 при работе котлов не только при базовой нагрузке, но и в регулируемых режимах.

Одна из разработанных конструкций газомазутной горелки си-

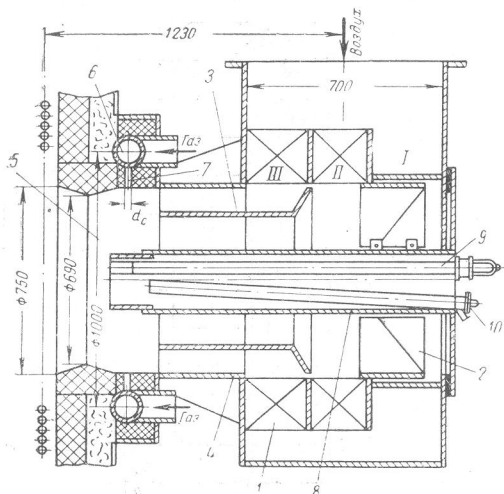


Рис. 8-11. Газо-мазутная горелка конструкции ЗиО-ВТИ.

стемы ЗиО — ВТИ производительностью по мазуту 3000 кг/ч схематически представлена на рис. 8-11.

Отличительной особенностью конструкции является двухслойная подача воздуха при помощи секционированного тангенциально-лопаточного регистра 1. Плоские лопасти завихривающего аппарата наклонены под углом 37° . Направление закрученного воздушного потока в целях оптимизации режима попеременного сжигания газа и мазута можно менять при помощи скользящего распределительного шибер 2 и coaxиальной патрубка 3, делящего проходное сечение короба 4 на две равные части. Если шибер 2 находится в положении I, то воздух поступает по всему сечению короба. Пользуясь дистанционным приводом, шибер можно переместить вдоль оси горелки в положение II или III, направив поток воздуха соответственно по периферии или по средней части сечения.

Вместо скользящего шибер-обечайки для распределения воздушного потока между центральной и периферийной секциями иногда применяют отдельные поворотные заслонки, устанавливаемые на входе воздуха в корпус горелки.

Подвод газа осуществляется по

периферии цилиндрического участка горелочной амбразуры 5 при помощи кольцевого коллектора 6, изготовленного из трубы $\varnothing \sim 130$ мм. Газ подается в смесительную часть горелки через патрубки 7, расположенные в один ряд на расстоянии ~ 280 мм от выходного сечения амбразуры. Количество и внутренний диаметр d_c газовыпускных патрубков определялись расчетом с последующей экспериментальной проверкой. В данном варианте число патрубков принято равным 24, из них 12 — с внутренним диаметром ~ 12 мм и 12 — с внутренним диаметром ~ 20 мм.

В центральной трубе 8 размещена механическая форсунка 9 (например, типа ЦККБ) и газовый электрозажигальник 10. Нагрев спирали запальника производится электрическим током низкого напряжения (12 в, 60 а).

Горелка предназначена для установки в топке котла большой производительности. Например, в топке каждого из корпусов котла ПК-47-1 паропроизводительностью 640 т/ч на боковых стенах устанавливается в два яруса по пять горелок описанной выше конструкции.

Испытания горелок данной конструкции были проведены в топках котлов на Салаватской ТЭЦ, Заинской ГРЭС и других электростанциях [Л. 110].

Пробы продуктов горения забирались в наиболее представительных сечениях газового тракта (за конвективным пароперегревателем, за воздухоподогревателем и т. п.). Содержание трехатомных газов и кислорода определялось в средней за опыт пробе при помощи аппаратов ГХП-3 (типа Орска), а содержание горючих продуктов неполного горения — при помощи хроматографического газоанализатора типа ГСТ-Л.

Испытания, проведенные на газовом топливе (нефтепромысловый газ), позволили установить следующее:

1) практически полное сжигание газа ($q_3 \leq 0,5\%$) достигается при низких избытках воздуха ($\alpha''_{\tau} = 1,05 \div 1,07$);

* В некоторых конструкциях горелок ЗиО угол наклона лопаток к радиусу регистра увеличен до $55-60^\circ$.

2) процесс горения осуществляется в светящемся факеле с большим углом раскрытия ($\sim 100^\circ$); длина факела до 6—8 м:

3) при подаче воздуха по внешнему каналу (положение II распределительного шибер) потери тепла от химического недожога имеют наименьшее значение (по сравнению с другими положениями шибер).

Испытания хорошо герметизированного котла, проведенные на жидком топливе (мазут марок 40 и 80) при механическом распыливании и тщательном контроле равномерности распределения топлива и воздуха по горелкам, позволили установить возможность снижения коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем до значений 1,025—1,030 практически без ущерба для полноты сгорания ($q_3 \leq \leq 0,5\%$).

Аэродинамика горелок с тангенциально-лопаточным подводом воздуха была изучена Р. Б. Ахмедовым [Л. 111]. В качестве основного конструктивного параметра, позволяющего оценить интенсивность крутки, был принят параметр

$$m = \frac{4M}{\pi KR}, \quad (8-1)$$

который представляет собой входной момент количества движения потока M , отнесенный к произведению количества движения в цилиндрическом канале K на радиус цилиндрического канала R .

Применительно к горелке с тангенциально-лопаточным подводом, изображенной на рис. 8-11, параметр m можно определить по формуле, предложенной Р. Б. Ахмедовым,

$$m = \frac{d^2}{Ln\epsilon} \cos \alpha, \quad (8-2)$$

где L — рабочая длина завихрителя (вдоль оси горелки);

n — число лопаток;

ϵ — наименьшее расстояние между лопатками;

α — угол наклона лопатки относительно оси горелки.

Варьируя значения параметра m (например, путем изменения угла α) и форму амбразуры, можно получить в горелках рассматриваемых типов воздушные потоки, имеющие различную аэродинамическую структуру. Этим путем можно получить закрученные струи как с сильно развитой центральной зоной возвратных (рециркуляционных) токов, так и вообще без нее, даже при очень большом входном моменте количества движения. Один из способов

ликвидации возвратных токов заключается в том, что лопатки завихривающего аппарата устанавливаются под определенным углом* (не менее 40°), а интенсивность крутки воздушного потока регулируют с помощью специального устройства, расположенного впереди лопаточного аппарата [Л. 112].

Не следует, однако, упускать из виду, что параметр m характеризует только относительный момент количества движения при начальной закрутке потока, рассчитываемый по среднерасходным значениям скорости потока. При одинаковых значениях интенсивности крутки (параметра m) структура воздушных потоков, формируемых завихрителями различных типов может быть различной.

В связи с этим, как показано в работе [Л. 111], целесообразно пользоваться величиной эффективной крутки потока, относящейся к какому-либо сечению горелки, которая зависит от параметра m , угла наклона лопаток α завихрителя и других факторов. Под эффективной круткой потока понимается отношение

$$\theta = \frac{M}{K \frac{R}{2}}, \quad (8-3)$$

где M — главный момент количества движения в определенном сечении закрученного потока;

K — количество движения потока в том же сечении;

R — текущее значение радиуса.

В отличие от параметра m эффективная крутка определяется интегрированием по скоростному профилю, т. е.

$$\theta = \frac{2 \int_0^r u_x u_y r^2 dr}{r \int_0^r u_x^2 r dr}, \quad (8-4)$$

где u_x — аксиальная составляющая скорости в данной точке;

u_y — тангенциальная составляющая скорости в данной точке;

r — текущее значение радиуса.

Характер зависимости $\theta = f(m, \alpha)$, полученной опытным путем [Л. 111] для конкретного тангенциально-лопаточного завихрителя, показан на рис. 8-12 в виде графика. Анализ этого графика свидетельствует о том, что увеличение угла наклона лопаток связано с необходимостью увеличения момента количества движения на входе в горелку, для того чтобы поддерживать заданное значение момента количества движения в устье горелки.

* Углом установки лопаток считается угол, образованный осью лопатки и касательной к внутренней окружности лопаточного аппарата.

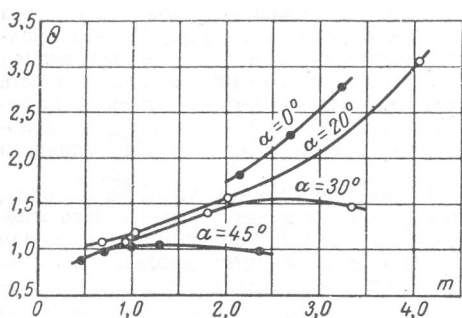


Рис. 8-12. Изменение эффективной крутки внутри цилиндрического канала на расстоянии одного калибра от завихрителя в зависимости от параметра m и угла наклона лопаток α .

Конструкция газо-мазутной горелки большой единичной мощности разработана также совместно Харьковским филиалом ЦКБ Главэнергостроймеханизации, ВТИ и Институтом термодинамики и электрофизики АН ЭССР [Л. 113].

В горелке производительностью 10—12 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$ природного газа (около 10 $\text{т}/\text{ч}$ мазута) осуществляется сильное закручивание воздушного потока посредством улитки и встроенного в нее лопаточного аппарата. Заглубленная в амбразуру подача газа осуществляется как по периферии амбразуры, так и по периметру центральной трубы. Расположение газовыпускных отверстий принято с таким расчетом, чтобы достигалось оптимальное распределение газовых струй в закрученном потоке воздуха (см. гл. X). Для повышения дальноточности газовых струй применены сопла специального профиля. Для распыливания жидкого топлива в центре горелки предусмотрена мощная одноструйная форсунка.

На одной из башкирских электростанций проведены испытания газо-мазутной горелки данной конструкции, установленной на котле ТП-230 паропроизводительностью 230 $\text{т}/\text{ч}$. Испытания позволили установить, что при работе на нефтепромысловом газе требуемые параметры пара обеспечиваются в диапазоне рабочих нагрузок котла от 130 до 250 $\text{т}/\text{ч}$. При нагрузке котла 250 $\text{т}/\text{ч}$ давление газа перед горелкой не превышает 0,35 ат (изб.), а

давление воздуха — 175 мм вод. ст. При значениях коэффициента избытка воздуха за водяным экономайзером второй ступени $\alpha''_{\text{в.э}}$, равных $\sim 1,01$ — $1,02$, потери тепла от химического недожога, определенные при помощи хроматографа, не превышали 0,15%, а при значениях $\alpha''_{\text{в.э}} \geq 1,03$ — вообще отсутствовали. Практически полное горение также имело место при сжигании мазута с $\alpha''_{\text{в.э}}$ порядка 1,03. Температура уходящих газов при полной нагрузке котла и малых значениях $\alpha''_{\text{в.э}}$ не превышала 120—130° С.

Разработка рассмотренной выше конструкции газо-мазутных горелок, пропускная способность которых доведена до 10 000 $\text{м}^3/\text{ч}$ природного газа (или до 10 $\text{т}/\text{ч}$ мазута), позволила резко сократить число устанавливаемых горелок. Так, например, число горелок, которыми оборудуется топка котла ТГМ-96 паропроизводительностью 480 $\text{т}/\text{ч}$, можно довести до 4, а в топке котла паропроизводительностью 950 $\text{т}/\text{ч}$ — до 12. Уменьшение числа горелок в топке значительно облегчает их наладку и автоматизацию.

В то же время одной из задач современной топочной техники является создание эффективных топочных устройств для газо-мазутных котлоагрегатов еще большей паропроизводительности (до 2 500—3 000 $\text{т}/\text{ч}$). В связи с этим Харьковским филиалом ЦКБ Главэнергостроймеханизации разрабатывается конструкция газо-мазутной горелки, рассчитанной на сжигание 18—20 тыс. $\text{м}^3/\text{ч}$ природного газа (или 20 $\text{т}/\text{ч}$ мазута). Для распределения газовых струй в закрученном потоке воздуха предусматриваются три газораспределительные камеры: периферийная, центральная и промежуточная.

б) Горелки котлов средней и малой мощности

Горелки с укороченными смесителями получили широкое распространение также при сжигании газа в котлах средней и малой мощности. Наиболее успешно применяются горелки конструкции

Таблица 8-2

**Техническая характеристика
низконапорных газо-мазутных
горелок ЦКТИ, выпускаемых
заводом «Ильмарине»**

Типоразмер горелки	НГМГ-2	НГМГ-4	НГМГ-5,5/7*
Теплопроизводительность, Гкал/ч . . .	2	4	5,5—7
Давление мазута, ат (изб.)	0,3—0,4	0,4	0,4
Температура мазута, °С	80—100	80—100	100
Давление газа, мм вод. ст.	150—350	150—350	200—300
Давление распыливающего воздуха, мм вод. ст.	250—300	250—300	300
Расход распыливающего воздуха, м³/ч	350	700	1 000
Давление вторичного воздуха, мм вод. ст.	150	150	170
Расход вторичного воздуха, м³/ч	3 500	7 000	10 000
Габаритные размеры, мм:			
длина	840	1 083	1 010
высота	520	600	650
ширина	520	600	650

* Ожидается, что в скором времени завод будет также выпускать горелки типа НГМГ производительностью 1,5 и 7—9 Гкал/ч.

ЦКТИ, Мосгазпроекта, Института газа АН УССР, Ленгипроинжпроекта и др.

Для сжигания газа и мазута в ЦКТИ разработаны комбинированные горелки двух основных типов: с воздушным низконапорным распыливанием жидкого топлива (типа НГМГ) и с паромеханическими форсунками (типа ГМГ).

Типоразмеры газо-мазутных горелок с воздушным низконапор-

ным распыливанием жидкого топлива конструктивно разработаны в ЦКТИ на производительность от 1,5 до 9,0 Гкал/ч. Серийное изготовление этих горелок уже освоено таллинским заводом «Ильмарине» (табл. 8-2).

Одна из разновидностей горелки типа НГМГ показана на рис. 8-13. Газ поступает в горелку через патрубок 1; пройдя межтрубное пространство 2, он выходит в амбразуру 3 через сверления, направленные параллельно оси горелки. Основной поток воздуха (примерно 90% от общего количества) подается через корпус 4 и лопаточный завихритель 5. Для подачи жидкого топлива на распыливание служит мазутный ствол 6. Истечение мазута осуществляется из радиальных отверстий в концевой части ствола. Мазутные стволы горелок НГМГ-2 рекомендуется изготавливать с пятью отверстиями диаметром 3 мм; НГМГ-4 — с восемью отверстиями диаметром 3 мм; НГМГ-5,5/7 — с восемью отверстиями диаметром 4 мм. Струйки мазута подхватываются потоком распыливающего воздуха, завихренным при помощи воздухонаправляющего устройства 7. Распыливающий воздух поступает в горелку от вентилятора через патрубок 8 и затем проходит по межтрубному пространству 9. Для увеличения скорости воздуха при его истечении из регистра служит пережимное кольцо 10. Регистры 5 и 7 имеют

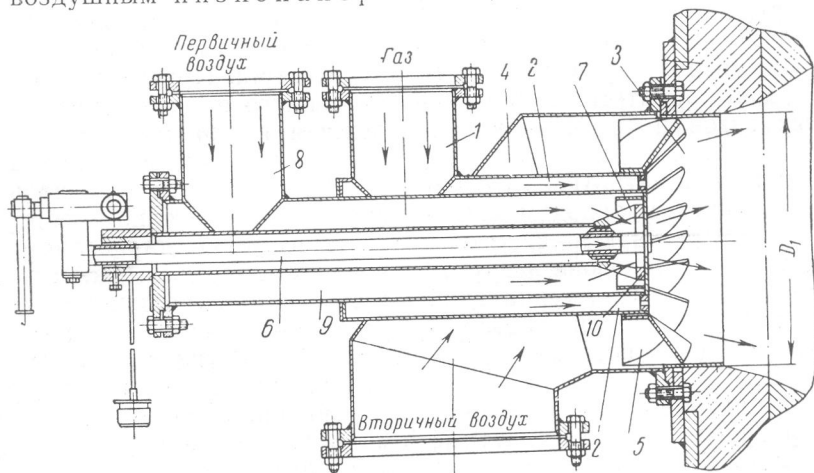


Рис. 8-13. Газо-мазутная горелка типа НГМГ.

Характеристики горелок типа ГМГ и НГМГ для сжигания природного газа в котлах ДКВ и ДКВР

Номинальная паропроизводительность котла, т/ч	Тип горелки	Теплопроизводительность горелки, Гкал/ч	Обеспечиваемая паропроизводительность котла (без экономайзера), % от номинальной нагрузки	Давление природного газа перед горелкой, мм вод. ст.	Количество газо-выпускных отверстий	
					диаметром 7 мм	диаметром 10 мм
2	ГМГ 1/1,5	0,9	130	150	} 16	—
2,5	ГМГ-1/1,5 (НГМГ-1,5)	0,9/1,4	100/150	150/350		
4	ГМГ-2 (НГМГ-2)	1,5/2	100/135	150/300	} 24	—
6,5	НГМГ-2	2,3	100	350		
10 20 } }	ГМГ-4	3/3,5	130/150	150/200	—	} 24
	(НГМГ-4)	4	110	300	—	
	ГМГ-5,5/7 (НГМГ-5,5/7)*	5/5,5 7	130/150 100	150/200 300	—	} 40
	(НГМГ-5,5/7)*	6/7	130/150	200/300	—	
	ГМГ-7/9	7/9	100/130	200/350	—	—

* Три горелки на котел. Горелки других типов применяются по две на котел.

одинаковое направление закручивания воздуха. При установке в топке котла двух горелок в одной из них регистр 7 имеет правое вращение, а в другой — левое [Л. 114]. При работе горелок типа НГМГ на газе вентилятор распыливающего воздуха не включается и первичный воздух отбирается из основного воздуховода до шиберов, регулирующих подачу основного (вторичного) воздуха. Шибера первичного воздуха открываются неполностью, так как подача излишнего количества первичного воздуха приводит к ликвидации зоны обратных токов раскаленных газов и удлинению факела.

Горелки типа НГМГ, изготавливаемые таллинским заводом «Ильмарине», обеспечивают сжигание газа и мазута в диапазоне нагрузок от 20 до 100% от их номинальной производительности при коэффициентах избытка воздуха $\alpha''_T = 1,15 \div 1,25$.

Кроме низконапорных горелок в ЦКТИ разработаны газо-мазутные горелки типа ГМГ с паромеханическими форсунками, которые

компонуются с такими же воздухо-направляющими устройствами, как и в горелках типа НГМГ. Паромеханические форсунки сконструированы на базе усовершенствования механической форсунки путем добавления к ней парового центробежного завихрителя, что снижает расход пара с 0,3—1,0 до 0,02—0,09 кг на 1 кг мазута. В изготовлении и эксплуатации паромеханические форсунки сложнее, чем низконапорные, но зато они работают с более высокими экономическими показателями. При использовании насыщенного пара обеспечивается надежная и экономичная работа паромеханических форсунок в диапазоне 20—100% от номинальной нагрузки. Применение форсунок со столь широким диапазоном регулирования дает возможность сократить общее количество горелок, устанавливаемых в топке котла, значительно упростить и удешевить устройства автоматического регулирования, а также повысить экономичность сжигания мазута при малых нагрузках горелки.

Испытания двух газо-мазутных

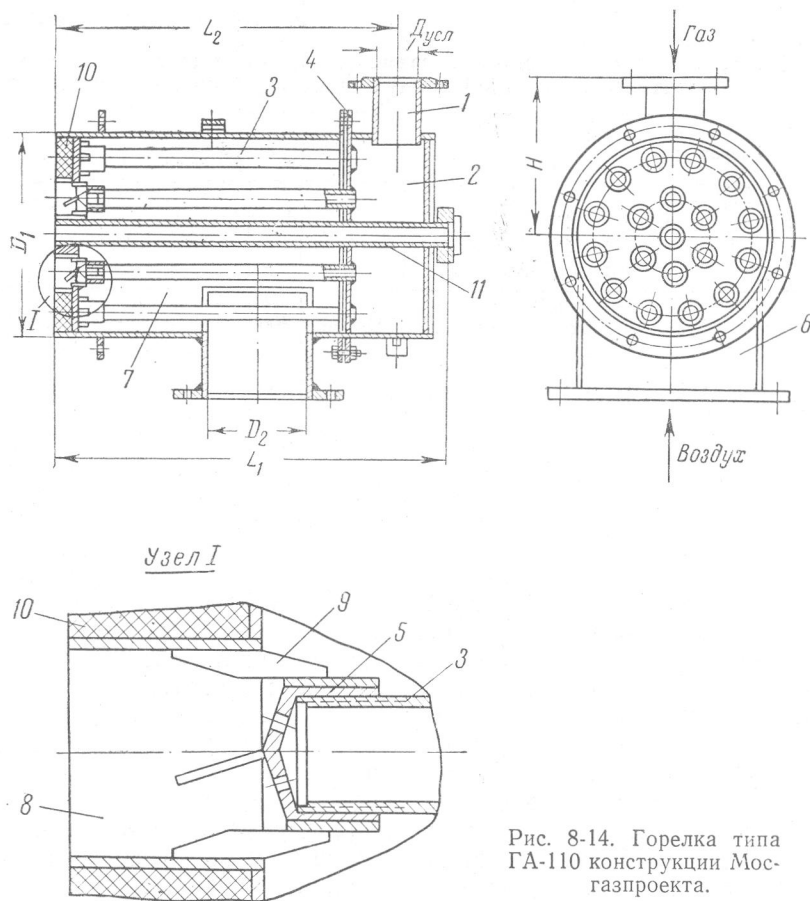


Рис. 8-14. Горелка типа ГА-110 конструкции Мосгазпроекта.

горелок типа ГМГ-4,5 с паромеханическими форсунками были проведены ЦКТИ (В. П. Артемьев, И. Н. Штейнер, А. Н. Морозова) в топке котла ДКВР-10. В результате испытания было установлено, что указанные горелки обеспечивают практически полное сжигание газа при значениях коэффициента избытка воздуха в топке α''_T от 1,05 до 1,1 в диапазоне нагрузок котла от 30 до 130% от номинальной. Экономичное сжигание мазута (при $\alpha''_T \approx 1,1$) осуществимо при производительности 50—130% от номинальной. В тех случаях, когда расход мазута составляет менее 50% от номинального, практически полное горение удастся осуществить только при повышенных избытках воздуха.

Для стационарных котлов ЦКТИ запроектированы также газо-мазутные горелки с воздушонаправляющими устройствами, приме-

няемыми Балтийским заводом и ЦНИИМФ.

Выбор количества газо-мазутных горелок в зависимости от производительности котлов, предназначенных для работы на природном газе, можно производить, пользуясь табл. 8-3.

В тех случаях, когда сжигаемое газовое топливо по своему составу отличается от природного газа, рекомендуется изменять диаметр и количество газовыпускных отверстий.

Рассмотрим теперь горелки типа ГА, запроектированные Мосгазпроектом для сжигания природного газа в топках котлов малой мощности.

Чертеж горелки ГА-110 представлен на рис. 8-14, а перечень типоразмеров горелок этого типа приведен в табл. 8-4. Присоединение горелки к газовой сети осуществляется при помощи патрубка 1. Пройдя газораспределительную ка-

Характеристика и основные размеры горелок низкого давления с принудительной подачей воздуха конструкции Мосгазпроекта

Шифр горелки	Расход природного газа, $\text{м}^3/\text{ч}$ (при давлении газа перед горелкой 130 мм вод. ст.)	Теплопроизводительность горелки, $\text{Гкал}/\text{ч}$	Количество амбразур	Основные размеры, мм						Применяется в топках котлов
				L_1	L_2	H	D_1	D_2	$D_{\text{усл}}$	
ГА-102	226	1,92	8	815	713	305	400	284	100	ДКВР-2,5; Шухова—Берлина (А-3; А-5; А-7) ДКВР-4; ДКВР-6,5; Шухова—Берлина (А-7) ДКВР-10
ГА-106	340	2,89	12	865	713	350	490	354	100	
ГА-110	508	4,32	18	1 010	880	425	530	196×504	125	

Примечание. Диаметр газовыпускных отверстий — 4,7 мм, количество газовыпускных отверстий — 12 шт.

меру 2, газ движется по 18 трубкам 3, закрепленным в трубной доске 4. На концы трубок навинчиваются газовые наконечники 5, имеющие по 12 газовыпускных отверстий диаметром 4,7 мм. Воздух нагнетается вентилятором через патрубок 6 в междутрубное пространство 7 и затем распределяется по 18 амбразурам 8. Закручивание воздушных потоков осуществляется лопастями 9 вблизи от пересечения их с газовыми струями. Межабразурные промежутки футеруются огнеупорной массой 10, которая предохраняет от перегрева торцевую часть горелки, направленную в сторону топки. Горелка рассчитана на работу с принудительной подачей воздуха давлением около 100 мм вод. ст. Давление газа перед горелкой 100÷150 мм вод. ст. В центре горелки расположена сквозная труба 11, которая может служить для установки мазутной форсунки с паровым распыливанием типа ОН или МФПР. Недостатком

паровых форсунок является, как известно, большой расход пара на распыливание (от 0,3 до 1,0 кг пара на 1 кг мазута).

К числу горелок с укороченным смесителем можно отнести так называемые подовые горелки, несмотря на то, что в большинстве из них горение начинается в полости смесителя и продолжается в объеме топки.

Подовая горелка с прямой щелью, разработанная Институтом газа Академии наук УССР [Л. 115], изображена на рис. 8-15. Смещение газа с воздухом начинается при истечении газа из отверстий диаметром 2—4 мм, просверленных в распределительных трубах 1 диаметром 37—50 мм. Отверстия, из которых происходит истечение газа, размещаются в два ряда. Угол между осями отверстий рекомендуется делать не менее 90° и не больше 120°*. Расстояние между отверстиями не должно превышать 8—12 диаметров отверстий. Коллекторы устанавливаются в нижней части каналов-смесителей 2, представляющих собой прямоугольные щели в кирпичной кладке, которая выкладывается из шамотного кирпича на ко-

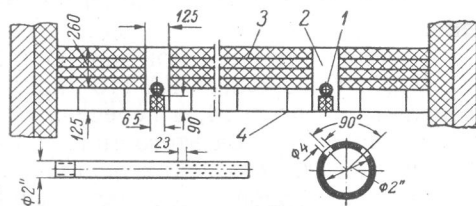


Рис. 8-15. Подовая горелка конструкции Института газа АН УССР.

* При работе на холодном воздухе этот угол можно увеличить до 180°. В этом случае факел укорачивается, но коллектор находится в менее благоприятных температурных условиях (нагревается до 530°С).

лосниковой решетке котла. Каналы имеют ширину 125 мм и высоту 260 мм. Иногда размеры канала увеличивают по ширине до 170 мм, а по высоте — до 325 мм. Воздух, необходимый для горения, поступает в каналы из пространства 4 через прозоры колосниковой решетки.

Обычно подача воздуха осуществляется при помощи вентилятора. Требуемое давление воздуха не превышает 100 мм вод. ст. Поток воздуха проходит между газораспределительной трубой и стенками канала-смесителя, где он пронизывается струйками газа, выходящими из газовыпускных отверстий. Процесс горения начинается на расстоянии 20—40 мм от коллектора, т. е. в полости канала, и заканчивается приблизительно на расстоянии 1 м от выходного сечения канала.

Наилучшие показатели при сжигании природного газа наблюдаются при истечении газа из отверстий со скоростью 40—100 м/сек, для чего давление газа перед горелкой должно быть не менее 60—100 мм вод. ст. Оптимальные значения скорости движения воздуха (в полости канала) составляют от 4 до 10 м/сек. Тепловое напряжение огневого сечения горелки (поперечного сечения каналов) рекомендуется принимать равным от 10 до 15 Гкал/м² · ч для котлов с высотой топки до 3 м, а для котлов с высотой топки более 3 м — от 15 до 20 Гкал/м² · ч. Тепловая нагрузка на

1 м длины щели принимается равной от 1 до 3 Гкал/м · ч, причем наибольшие значения относятся к котлам с высотой топки более 3 м. Размещение каналов на колосниковой решетке рекомендуется производить, исходя из соображений наиболее равномерного распределения температуры по сечению топки. Возможно размещение коллекторов с выводом на фронтную или боковую стену топочной камеры котла. При монтаже необходимо строго соблюдать соосность газораспределительной трубы и канала-смесителя, а также симметричность ориентации газовыпускных отверстий относительно вертикальной оси. Наладка подовых горелок должна производиться весьма тщательно и с учетом местных условий. Выбор основных размеров подовых горелок производится по табл. 8-5.

Испытания подовых горелок, установленных в топке котла «Бабкок и Вилькокс» паропроизводительностью 7 т/ч, были проведены Институтом газа Академии наук УССР [Л. 115]. Три подовых горелки с прямой щелью были установлены в топке котла, оборудованной потолочным и задним экранами. Потери тепла от химического недожога отсутствовали (в пределах точности анализа на аппарате ВТИ-2) лишь при довольно высоких значениях коэффициента избытка воздуха за котлом (1,26—1,38).

Практика применения подовых горелок с прямой щелью выявила

Таблица 8-5

Основные характеристики подовых горелок

Паропроизводительность котла, т/ч	Расход природного газа всеми горелками, м ³ /ч	Диаметр коллектора горелки, мм	Суммарная длина огневой части всех горелок, м	Расход газа на 1 пог. м огневой части горелки, м ³ /ч	Диаметр газораспределительных отверстий, мм
2	160	37	1,4	113	2
3	240	37	2,1	113	2
4	320	37	1,8	177	2,5
5	400	50	2,3	177	2,5
6	480	50	2,7	177	2,5
8	640	50	2,9	254	3
10	800	50	3,2	254	3
12	960	50	3,8	254	3
14	1 120	50	4,1	360	4

Примечание. Шаг между отверстиями горелок для котла паропроизводительностью 14 т/ч — 25 мм, для всех остальных — 20 мм.

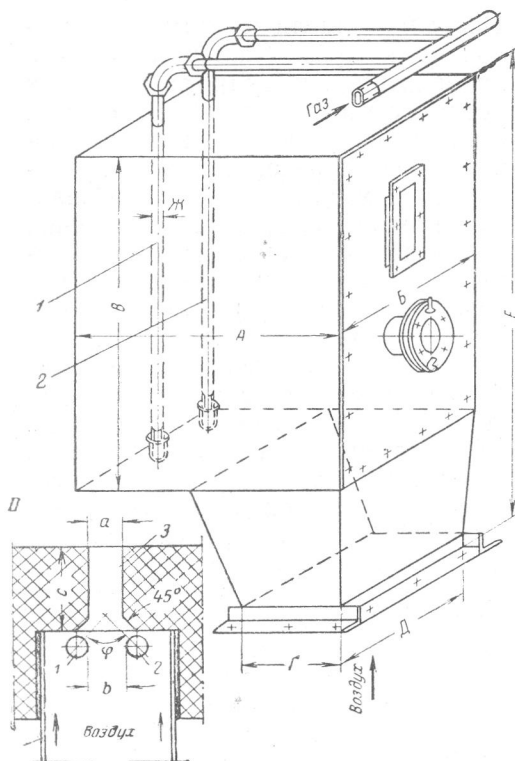


Рис. 8-16. Вертикальная щелевая горелка.
I — общий вид; II — поперечный разрез.

их слабые стороны, которые заключаются в следующем.

Во-первых, данные горелки весьма чувствительны к нарушениям равномерности распределения воздушного потока по длине щели и между отдельными щелями. В связи с этим необходимо, как указывалось выше, тщательно соблюдать соосность распределительной трубы и канала-смесителя. Более радикальным мероприятием, предложенным Промэнергогазом, является установка под газораспределительной трубой воздухо-распределительной решетки с живым сечением для прохода воздуха, равным $\sim 10\%$ от площади проходного сечения. Решетку рекомендуется изготовлять из листовой стали толщиной 3 мм путем сверления отверстий диаметром 8 мм. Испытания показали возможность сжигать городской газ (ленинградский) без химической неполноты горения в подовых горелках с воздухо-распределительной решеткой при α''_T порядка 1,06—1,12. Аналогичные показатели

по полноте горения в тех же самых горелках без воздухо-распределительной решетки удавалось реализовать лишь при повышенных значениях α''_T порядка 1,25—1,3 [Л. 116].

Во-вторых, при указанных выше соотношениях скоростей газа и воздуха процесс горения начинается на расстоянии 20—40 мм от распределительной трубы. По данным Института газа Академии Наук УССР, даже при работе на холодном воздухе температура распределительной трубы в отдельных местах достигает 330 и даже 530° С. Находясь в столь неблагоприятных условиях, распределительная труба часто подвергается короблению и усиленной коррозии. Кроме того, нарушения равномерности истечения газа по длине трубы иногда возникают вследствие термического разложения углеводородов, приводящего к закоксовыванию отверстий и к постепенному уменьшению расхода газа. Температурные условия, в которых работает газораспределительная труба, можно смягчить путем некоторого усложнения конструкции горелки. В Куйбышевском политехническом институте разработана подовая горелка с двусторонним подводом газа в канал-смеситель из распределительных труб, защищенных от излучения топки и газового факела. Шаг отверстий выбирается таким образом, чтобы газовые струи, выходящие из отверстий одной газораспределительной трубы, не сталкивались со струями, выходящими из отверстий другой трубы [Л. 117]. Подробных данных об эксплуатационных характеристиках подовых горелок с двусторонним подводом газа в литературе еще нет. В частности, надлежит выяснить, как отразится на надежности работы горелки изменение условий омыwania газораспределительной трубы воздушным потоком.

Применительно к переводу на газ паровых котлов малой мощности, например котлов типа ДКВР, оборудованных пневмомеханическими забрасывателями и колосниковой решеткой для сжигания твердо-

Основные конструктивные параметры вертикальной щелевой горелки (рис. 8-16)

Параметр	Обозначение	Тип котла			
		ДКВР-2,5-13	ДКВР-4-13	ДКВР-6,5-13	ДКВР-10-13
Ширина боковой стенки короба, мм	А	450	475	550	580
Ширина фронтальной стенки, мм	Б	324	354	400	400
Высота боковой стенки, мм	В	450	450	650	900
Размеры патрубка, мм	Г×Д	100×200	125×320	300×300	270×330
Габарит по высоте, мм	Е	675	676	875	1 125
Диаметр газораспределительных труб, мм	Ж	34	42	42	48
Число газовыпускных отверстий (общее), шт.	—	44	30	48	72
Диаметр газовыпускных отверстий, мм	—	2,2	3,2	3,2	3,2
Шаг газогорелочных отверстий, мм	—	17	25	25	25
Вес горелки, кг	—	36,5	43,2	56,0	78,6

го топлива, Ленингипроинжпроект разработаны [Л. 118] вертикальные щелевые горелки (рис. 8-16). Основные размеры данных горелок приведены в табл. 8-6.

Газораспределительные трубы 1 и 2 размещены параллельно друг другу по обеим сторонам канала-смесителя 3, представляющего собой вертикальную щель в боковой стене котла.

Размер a (ширина канала) принимается равным $100 \pm (10 \div 20 \text{ мм})$, чтобы облегчить размещение щели между экранными трубами топki.

Если горелка предназначена к установке в топке котла ДКВР-10, то ширина канала a принимается равной 80 мм, так как это дает возможность не вырезать ни одной экранной трубы. Если же горелка устанавливается в топке котла ДКВР с номинальной мощностью менее 10 т/ч, то ее можно увеличить до 120 мм; в этом случае необходимо удалить по одной экранной трубке с каждой боковой стены топki.

Глубина канала c составляет обычно половину толщины кладки, т. е. около 250 мм. Если этот размер уменьшить, то качество перемешивания газа с воздухом ухудшается, а длина факела заметно увеличивается. В отличие от этого увеличение глубины канала-смесителя связано с риском повышения гидравлического (газового) сопротивления горелки, а также с усилением накала стенок канала, что нежелательно, так как может обусловить преж-

девременный выход горелки из строя.

В каждой газораспределительной трубе высверливается по одному ряду отверстий диаметром 2,2—3,2 мм на расстоянии 17—25 мм. Угол φ между осями горелочных отверстий принимается равным $\sim 90^\circ$, но предусматривается возможность небольшой корректировки этой величины путем поворота газовых труб вокруг их вертикальных осей. Следует, однако, иметь в виду, что значительное уменьшение угла φ (например, до 60°) может настолько ухудшить смешение газа и воздуха, что факел пламени получится слишком длинным. Практика показывает также, что чрезмерное увеличение угла φ (например, до 180°) нецелесообразно, так как при этом пламя не только укорачивается, но и приближается к газораспределительным трубам, что приводит к сильному разогреву горелки. Требуемое давление воздуха в этих случаях увеличивается примерно на 50% (по сравнению с $\varphi = 90^\circ$ при одинаковых тепловых нагрузках и основных размерах канала).

Трубы 1 и 2 монтируются в металлическом коробе 4, утопленном в кладку топki приблизительно на 250 мм. Подача воздуха от вентилятора в короб осуществляется снизу (как показано на рисунке) или сверху.

Смешение газа с воздухом и горение газо-воздушной смеси начинаются в канале-смесителе и закан-

чиваются в объеме топки. Нагретый до 1 000—1 100°С канал-смеситель обеспечивает устойчивое горение природного газа при изменении его давления перед горелкой в весьма широком рабочем диапазоне — от 150 до 2 500 мм вод. ст. Расчетное давление газа перед горелками, обеспечивающее номинальную производительность котла, составляет для природного газа — 1 000 мм вод. ст., для городского (природно-сланцевого) газа — 1 600 мм вод. ст.

Преимуществом вертикальных щелевых горелок Ленгипроинжпроекта является то, что они: а) имеют сравнительно небольшие габариты, вследствие чего их можно устанавливать на боковых стенах топки, не загораживая проходы между котлами; б) работают при давлении воздуха не выше 100—130 мм вод. ст., что позволяет использовать в качестве нагнетателей имеющиеся в котельной дутьевые вентиляторы.

Эффективность работы вертикальных щелевых горелок зависит от равномерности скоростных полей воздушного потока по высоте канала-смесителя. Наиболее равномерные скоростные поля наблюдаются при подаче воздуха в короб горелки через ее фронтную стенку. Однако при этом резко увеличиваются габариты горелки. Это обстоятельство вынуждает подавать воздух в короб снизу или сверху. В результате аэродинамических исследований установлено, что приемлемая равномерность распределения воздуха достигается, если площадь поперечного горизонтального сечения короба горелки превышает площадь поперечного сечения канала-смесителя не менее чем в 2,5 раза.

Вертикальные щелевые горелки устанавливают на боковых стенах топки, причем расстояние между осями горелок рекомендуется принимать равным 560 мм в котлах ДКВР-2,5 и 960 мм — в котлах ДКВР-4, ДКВР-6,5 и ДКВР-10. При работе на газовом топливе колосниковая решетка засыпается слоем дробленого шамотного кирпича высотой около 200 мм, который предохраняет колосниковую решетку от

перегрева. Куски кирпича должны иметь размеры не более 100 мм. Если возникла необходимость перехода с газового топлива на твердое, требуется: 1) сбросить с колосниковой решетки куски шамота (путем поворота колосников); 2) убрать кирпичную кладку, защищающую пневмомеханический забрасыватель от излучения факела; 3) снять торцевую стенку коробов газовых горелок и заложить каналы-смесители кирпичом, для того чтобы уменьшить подсос воздуха в топку.

Испытание котла типа ДКВ-2, оборудованного вертикальными щелевыми горелками, было проведено институтом Ленгипроинжпроект при различных диаметрах и форме газоразрывных отверстий. Скорость истечения газа из газоразрывных отверстий варьировалась в пределах от 52 до 180 м/сек, тогда как скорость поступления воздуха в канал-смеситель поддерживалась практически постоянной (7—8 м/сек). Пробы продуктов горения для анализа отбирались во всем объеме факела на различных расстояниях от устья канала-смесителя. Анализ продуктов горения на содержание CO₂ и O₂ осуществлялся при помощи аппарата типа ВТИ-2, а на содержание H₂, СО и СН₄ — при помощи хроматографа типа ХТ-2М. Значения коэффициента избытка воздуха в выходном сечении горелки не выходили из пределов 1,07—1,18. При этих условиях горение практически заканчивалось на расстоянии от 12 до 22 характерных размеров, в качестве которого была принята ширина канала-смесителя. Аналитическая обработка экспериментальных кривых выгорания позволила Р. И. Эстеркину [Л. 119] найти следующую зависимость:

$$q_3 = e^{k \left(\frac{x}{a} \right)^n}, \quad (8-5)$$

где q_3 — потери тепла от химического недожога (в долях единицы);

x — расстояние от исследуемой точки до устья канала-смесителя, мм;

a — ширина канала-смесителя;

k и n — коэффициенты, зависящие от глубины проникновения газовых струй в сносящий поток воздуха, а также от нормальной скорости распространения пламени.

К числу газогорелочных устройств с укороченными смесителями можно также отнести горелку конструкции А. В. Арсеева (ВНИИМТ), рассчитанную на сжигание $15\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ доменного газа в топках паровых котлов [Л. 61].

Горелка ВНИИМТ показана на рис. 8-17. Доменный газ и воздух поступают в форкамеру 1 раздельными «плоскими» потоками по каналам 2 (газ) и 3 (воздух). Смешение начинается в каналах форкамеры, но не успевает в ней закончиться. Горение газа происходит не только в каналах 4, но и в форкамере 1, что не нарушает работы горелки в целом, так как форкамера футерована огнеупорным кирпичом.

Сведения о работе горелок ВНИИМТ производительностью $15\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ в литературе отсутствуют. Известно лишь, что в эксплуатации находятся горелки производительностью $9\,000$ — $10\,000\text{ м}^3/\text{ч}$, которые работают при давлении доменного газа порядка 120 — 200 мм вод. ст. и давлении воздуха 20 — 60 мм вод. ст. . Достоинством горелки является допустимость любого давления газа (до 20 мм вод. ст.), так как отсутствие предварительного смешения делает проскок пламени в горелку невозможным.

Эксплуатация горелок ВНИИМТ показала, что при недостаточном равномерном распределении газа и воздуха по отдельным каналам горелки и по их высоте местами наблюдается чрезмерный избыток воздуха, а местами — недостаток его. Это приводит к необходимости повышать средний избыток воздуха для того, чтобы предотвратить увеличение потери от химического недожога. Практически полное сгорание газа удается осуществить при значениях коэффициента избытка воздуха в топке порядка 1,1.

Испытание горелок ВНИИМТ производительностью по $9\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ доменного газа позволило устано-

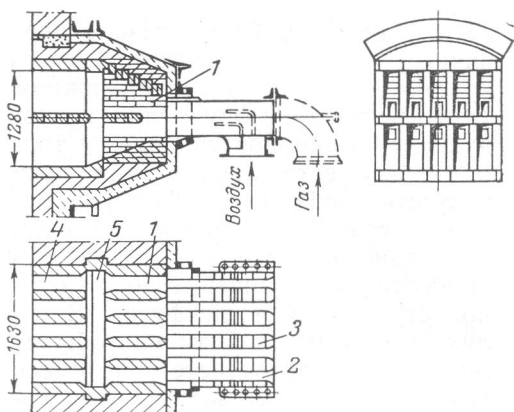


Рис. 8-17. Горелка с частичным предварительным смешением конструкции ВНИИМТ.

вить, что для обеспечения безотрывного расширения потока целесообразно уменьшить угол раскрытия форкамеры от 21 до 11° . Кроме того, путем увеличения числа каналов при некотором уменьшении площади их выходного сечения удалось, сохранив без изменения производительность горелки, уменьшить высоту каналов и отказаться от распорных перегородок, т. е. от двухэтажной конструкции туннеля. Специальных исследований данных горелок не производилось, но визуальные наблюдения показали, что видимая неравномерность горения по отдельным каналам и по высоте каждого из них отсутствует, накали стенок туннелей равномерный [Л. 120].

8-2. ГОРЕЛКИ АТМОСФЕРНОГО ТИПА

Для горелок атмосферного типа, применяемых иногда для сжигания газа в топках котлов малой мощности и в некоторых печах, характерно поступление в зону горения двух раздельных потоков, а именно: а) однородной газо-воздушной смеси, содержащей не весь необходимый для горения воздух, а лишь часть его (так называемый первичный воздух), и б) добавочного (вторичного) воздуха. Большей частью горелки атмосферного типа работают следующим образом. К газу путем инъекции из окружающей среды подмешивается предварительно лишь 40 — 50% воздуха, необходимо-

го для горения. Смесь газа с первичным воздухом сжигается в открытом факеле в неподвижном (атмосферном) воздухе или в воздушном потоке, поступающем в топку за счет естественной (или реже искусственной) тяги. Таким образом, остальные 50—60% воздуха, необходимого для горения, подмешиваются к горящей газо-воздушной струе за счет диффузии. В целях укорочения пламени обычно предусматривается истечение смеси газа с первичным воздухом из системы мелких огневых отверстий, на выходе из которых образуются более короткие факелы, чем, например, при подаче смеси из одного огневого отверстия большего диаметра.

Основными преимуществами горелок атмосферного типа являются: простота конструкции, возможность работы на газе низкого давления, отсутствие принудительной подачи воздуха и воздухопроводов, укорочение пламени за счет предварительного смешения газа с воздухом и за счет истечения смеси из отверстий малого калибра.

В пламени атмосферной горелки (см. гл. 2) имеются две слабо светящиеся поверхности: внутренний

конус голубого цвета и внешняя оболочка, имеющая обычно бледно-фиолетовый цвет. Соприкосновение внешней оболочки с тепловоспринимающими поверхностями не сопровождается большим химическим недожогом. В лучших конструкциях бытовых горелок атмосферного типа (например, в горелках типа 995-00А Мосгазпроекта) содержание окиси углерода в продуктах горения не превышает предела, установленного «Строительными нормами и правилами для работы бытовых приборов в помещениях без специальной вытяжки» и равного 0,02% (в пересчете на коэффициент избытка воздуха, равный единице).

Если же с холодной тепловоспринимающей поверхностью соприкасается внутренний конус пламени, то наблюдается резкое увеличение потери тепла от химического недожога, доходящего при этом до нескольких процентов, что из санитарно-гигиенических соображений недопустимо при отсутствии вытяжки и из соображений экономичности нежелательно при наличии ее.

Не затрагивая вопросов конструирования атмосферных горелок

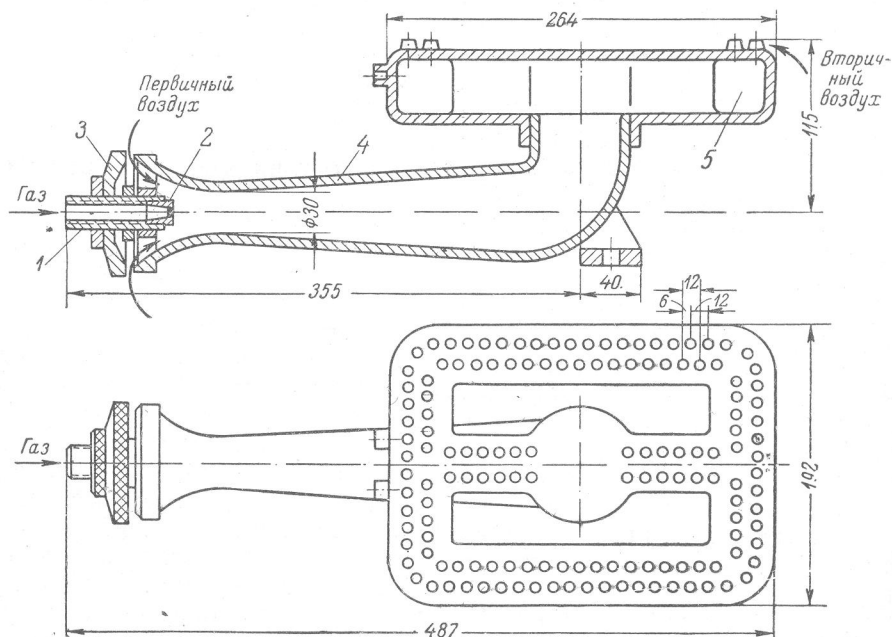


Рис. 8-18. Горелка неполного предварительного смешения типа 381-01-01-00А конструкции Мосгазпроекта.

бытового назначения, поскольку эти вопросы детально освещены в литературе [Л. 40, 59] и не имеют непосредственного отношения к основной теме книги, рассмотрим лишь некоторые конструкции атмосферных горелок, применяемых в промышленности.

В качестве одного из примеров рассмотрим конструкцию горелки 381-01-01-00А Мосгазпроекта (рис. 8-18), предназначенной для отопительных котлов с топкой небольшого размера как по площади, так и по высоте. Теплопроизводительность горелки (номинальная) равна — 18 Мкал/ч*.

Газ поступает в горелку по штуцеру 1, оканчивающемуся газовым соплом 2, и инжектирует первичный воздух из атмосферы. Количество инжектируемого воздуха регулируется шайбой 3. Несмотря на наличие поворота на 90°, смеситель 4 обладает весьма высокими инжекционными свойствами благодаря плавности переходов конфузора в горловину и горловины в диффузор. Коллектор 5 имеет форму прямоугольной рамки с перемычкой, служащей для подачи газо-воздушной смеси из центра. Огневые отверстия диаметром 4 мм в количестве 142 размещены вдоль оси коллектора в два ряда (на расстоянии 12 мм друг от друга), что позволяет резко сократить габариты последнего, но несколько нарушает равномерность притока вторичного воздуха по периметру факелов. Несмотря на это, высота пламени при нормальной тепловой нагрузке на городском газе не превышает (по данным Мосгазпроекта) ~100 мм. Горелка отличается простотой и большой надежностью эксплуатации (по сравнению с атмосферными горелками некоторых других типов).

Не следует упускать из виду, что установка атмосферных горелок в топочных устройствах довольно часто осуществляется неудачно. По данным Института газа АН УССР,

при обследовании ряда чугунных отопительных котлов, топки которых оборудованы атмосферными горелками для сжигания природного газа, обнаружены большие потери тепла от химического недожога (в среднем 13%) при высоких значениях коэффициента избытка воздуха $\alpha_{\text{ср}} \approx 3$ [Л. 121]. Основная причина повышения потерь тепла от химического недожога связана с неравномерностью распределения вторичного воздуха по сечению топки. Кроме того, колебания разрежения (или противодавления) в топке неблагоприятно отражаются на подсосе первичного воздуха в смеситель, который уменьшается до 30—40% от теоретически необходимого воздуха (вместо обычных 40—50%), в результате чего горение становится неполным. Обеспечить устойчивость работы атмосферных горелок в топках отопительных установок несколько труднее, чем на открытом воздухе. Устойчивость горения в этих условиях может зависеть не только от скорости истечения газо-воздушной смеси, но и от скорости движения вторичного воздуха и от наличия вихревых зон вблизи огневых отверстий горелки. По данным И. Я. Сигала, при горении в спутном концентрическом потоке вторичного воздуха отрыв пламени наступает тем скорее, чем больше скорость вторичного воздуха. Движение вторичного воздуха в направлении, перпендикулярном к оси пламени, при некоторых соотношениях скоростей может улучшить стабилизацию пламени.

Для улучшения работы атмосферных горелок в топках отопительных установок было рекомендовано [Л. 121]: 1) параллельно горелочным коллекторам устанавливать перфорированные трубы для более равномерного распределения воздуха по сечению котла, 2) горелку размещать в поддувале или в специальном кожухе, соединенном с поддувалом, чтобы ослабить влияние колебания разрежения в топке на инжекцию воздуха.

Осуществление указанных мероприятий позволило добиться надежной и устойчивой работы горе-

* Разработаны также типоразмеры данной горелки большей и меньшей теплопроизводительности.

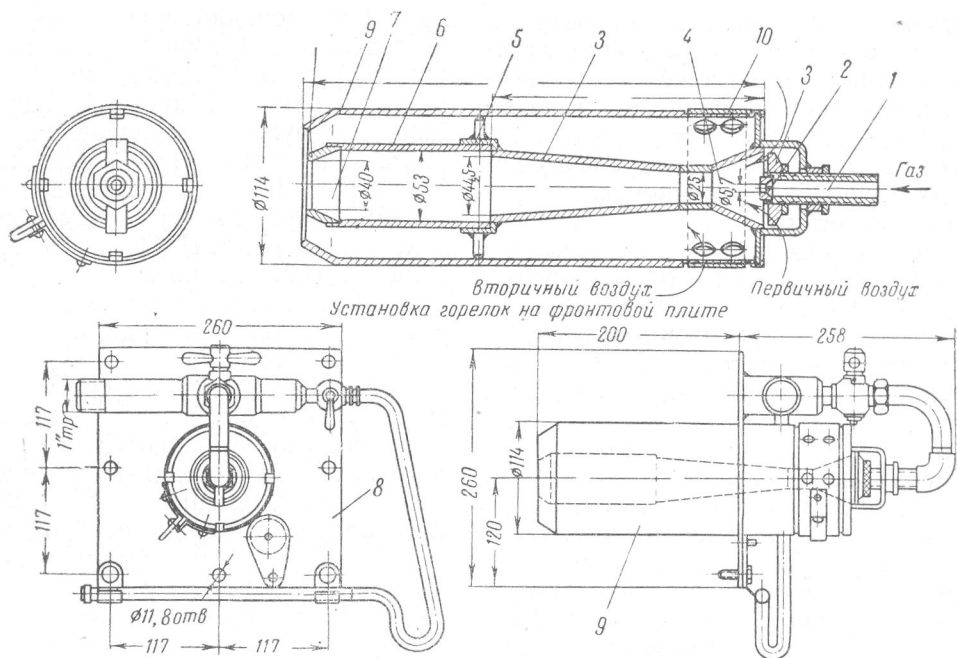


Рис. 8-19. Атмосферная горелка типа ПР-310 конструкции Мосгазпроекта.

лок. Так, по данным Института газа АН УССР, атмосферные горелки, установленные в котле конструкции Киевгазпроекта, при наличии воздухораспределительных труб и кожуха, соединенного с поддувалом, работают при строго постоянном коэффициенте избытка первичного воздуха даже при значительном колебании как давления газа перед горелкой (от 20 до 90 мм вод. ст.), так и разрежения в топке.

В тех случаях, когда нет особой необходимости стремиться к укорочению факела, применяю атмосферные горелки без коллекторов. Примером такой конструкции может служить горелка ПР-310 Мосгазпроекта (рис. 8-19), предназначенная для установки в топках варочных котлов, плит и др. тепловых аппаратов предприятий общественного питания и промышленности. Теплопроизводительность горелки (номинальная) равна $\sim 16 \text{ Мкал/ч}$, что соответствует расходу природного газа около $1,9 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Газ поступает в горелку через штуцер 1, в который ввертывается газовое сопло 2. Инжектируемый из атмосферы первичный воздух

поступает в смеситель 3 через кон-
фузор 4. Конструкция смесителя—
сварная. При помощи кольца 5
диффузор смесителя соединен с на-
садкой 6, представляющей собой
отрезок газовой трубы. К другому
концу насадки прикрепляется вкла-
дыш 7, выполненный в виде конфу-
зора. Выходное сечение вкладыша
представляет собой кратер, из ко-
торого происходит истечение смеси
газа с первичным воздухом. Горел-
ка монтируется на фронтовой пли-
те 8, к которой прикреплен кожух 9.
Вторичный воздух поступает через
кольцевое пространство между на-
садкой и кожухом к корню пламе-
ни, образующегося при истечении
смеси из кратера. Подсос вторич-
ного воздуха в зависимости от раз-
режения в топке регулируется
кольцевой заслонкой 10.

В отличие от ранее рассмотренной конструкции горелка ПР-310 дает один горизонтальный, сравнительно длинный факел. Разновидностями горелки ПР-310 являются конструкции ПР-259, ОГП-1 и 137-00, теплопроизводительность которых охватывает диапазон от 32 до 190 $Mkcal/ч$ при давлении газа от 20 до 160 $mm\ вод. ст.$ [Л. 59].

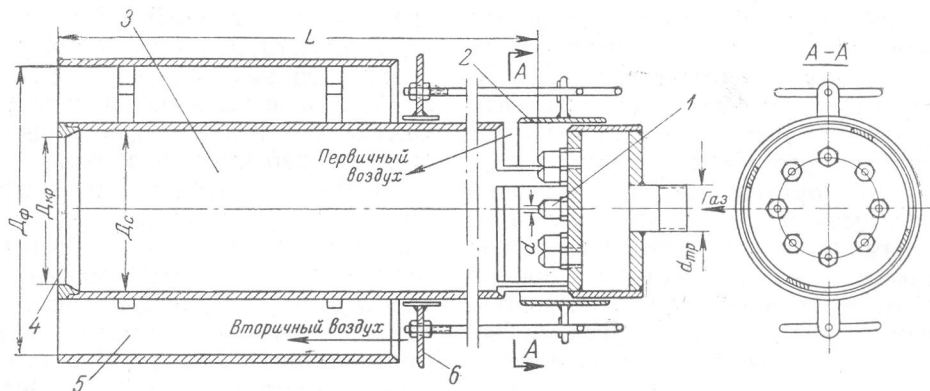


Рис. 8-20. Горелка неполного предварительного смешения.

Применение горелок атмосферного типа для сжигания природного газа в паровых котлах малой мощности (от 2 до 10 т/ч) нашло конструктивное оформление в виде многосопловых горелок неполного предварительного смешения.

Горелка данного типа конструкции инж. Д. Ф. Царика (Львовобл-проект) представлена на рис. 8-20 [Л. 122].

Инжекция первичного воздуха осуществляется при истечении газа из сопла 1. Диаметр газовыпускных отверстий рассчитан таким образом, чтобы при полностью открытой заслонке 2 инжестировалось больше половины количества воздуха, необходимого для горения газа. Образующаяся в смесителе 3 смесь газа с первичным воздухом поступает в топку через кратер 4. Вторичный воздух движется по кольце-

вому каналу 5 и поступает в топку за счет имеющегося там разрежения, которое должно быть не менее 2,5 мм вод. ст. Регулирование подачи воздуха (как первичного, так и вторичного) производится заслонками 2 и 6, которые могут перемещаться вдоль оси горелки.

Основные типоразмеры описанных инжекционных многосопловых горелок неполного предварительного смешения, а также производительность их при номинальном и минимальном давлениях газа представлены в табл. 8-7. В зависимости от давления газа единичная производительность горелки может составлять от 22,5 до 360 м³/ч природного газа. Пределы регулирования расхода газа для каждого типоразмера горелки, характеризующиеся отношением $V_{\text{ном}}/V_{\text{мин}}$, составляют от 2,6 до 3,9.

Таблица 8-7

Характеристики инжекционных многосопловых горелок неполного предварительного смешения для сжигания природного газа (рис. 8-20)

№ горелки	Диаметр смесителя D_c , мм	Диаметр сопла d , мм	Количество сопел, n	Отношение $\sqrt{\frac{D_c^2}{n d^2}}$	Диаметр кратера $D_{кр}$, мм	Отношение $\frac{D_{кр}}{D_c}$	Длина смесителя L , мм	Минимальное давление газа, мм вод. ст., и производительность горелки $V_{\text{мин}}$, м³/ч	Номинальное давление газа, мм вод. ст., и производительность горелки $V_{\text{ном}}$, м³/ч	Коэффициент регулирования производительности	Диаметр фланца D_{ϕ} , мм	Размеры стальной бесшовной трубы для изготовления смесителя, мм
1	100	4,2	6	9,7	90	0,90	378	250/22,5	5 000/87	3,9	190	108×4,0
2	119	5,0	6	9,75	109	0,92	450	250/31,7	5 000/123	3,9	220	127×4,5
3	131	5,5	6	9,7	120	0,92	495	250/38,0	5 000/148	3,9	245	140×4,5
4	150	6,3	6	9,75	140	0,93	567	250/50,0	5 000/194	3,9	270	159×4,5
5	168	6,0	8	9,9	156	0,93	540	500/91,5	5 000/238	2,6	310	180×6,0
6	190	6,8	8	9,9	176	0,93	610	500/117	5 000/305	2,6	350	—
7	207	7,4	8	9,9	193	0,93	665	500/138	5 000/360	2,6	380	219×6,0

Примечание. Длина смесителя указана минимальной из условий полноты смешения газа с первичным воздухом ($L \approx 90d$).

Сведения об эксплуатационных характеристиках и качественных показателях работы горелок Львов-проекта весьма противоречивы, что свидетельствует о недостаточной отработанности конструкции.

Ряд организаций (Укргипро-коммустрой, Воронежгаз, Ставропольгаз и др.) дал положительные отзывы о работе данных горелок в котлах различных типов, в том числе в котлах ДКВ и ДКВР. Однако эти отзывы не подкреплены данными газового анализа продуктов горения.

С другой стороны, по данным треста Оргэнергогаз, испытания котла ДКВ-10-13, оборудованного горелками конструкции Д. Ф. Царика, показали, что при значениях коэффициента избытка воздуха за котлом $\alpha''_k = 1,5 \div 2,1$ потери тепла от химического недожога достигают 5% и более [Л. 123].

Диффузия вторичного воздуха в факел, образующийся при истечении из кратера смеси газа с первичным воздухом, происходит в неблагоприятных условиях. Вероятно, по этой причине длина факела ино-

гда превышает расстояние от кратера горелки до конвективных поверхностей нагрева котла, вследствие чего возможен значительный химический недожог газа даже при высоких избытках воздуха.

Возможно, что путем проведения ряда конструктивных и режимных мероприятий, например изменением соотношения между первичным и вторичным воздухом, удастся улучшить показатели рассматриваемых горелок. Все же в перечень газогорелочных устройств, рекомендуемых к применению типовым проектом ГС-02-07, много-сопловые горелки неполного предварительного смешения по изложенным выше соображениям не включены. Учитывая распространенность этих горелок на Украине, в Ставрополье и в некоторых других районах страны, необходимо проверить (при помощи газового анализа), как они работают в эксплуатационных условиях, и там, где не удастся обеспечить экономичное сжигание, поставить вопрос об их замене на более совершенные.

ГЛАВА ДЕВЯТАЯ

ГОРЕЛКИ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОГО СМЕШЕНИЯ

В горелках предварительного смешения газ и весь воздух, как теоретически необходимый для горения, так и избыточный, смешиваются предварительно в специальных устройствах — смесителях, после чего смесь выходит из горелки и после воспламенения сгорает. Стабилизация пламени обеспечивается при помощи туннелей, диафрагм, тел плохо обтекаемой формы или других устройств.

Горелки предварительного смешения могут работать с объемными теплонпряжениями Q/V порядка 10—40 млн. ккал/м³·ч, а в лабораторных условиях значения Q/V удавалось повысить до величин порядка 250 и даже 500 млн. ккал/м³·ч [Л. 124, 35]. Тепловое напряжение поперечного сечения туннеля Q/F также может

быть очень высоким и доходить до 85 млн. ккал/м²·ч и выше [Л. 42].

При сжигании газо-воздушных смесей, имеющих стехиометрический состав или содержащих воздух в избытке, образуется короткое слабосветящееся пламя. Структура такого пламени показана на рис. 3-9. Однако на фоне раскаленных огнеупоров (стенок туннеля или топки) это пламя невидимо*, в связи с чем появились и получили распространение термины «беспламенное горение» и «беспламенная горелка».

Таким образом горение газо-воздушных смесей в горелках пред-

* Если изменить фон, например, сделав в туннеле щель, то пламя становится видимым и в нем даже на глаз можно различить зоны хотя и слабой, но все же заметной светимости.

варительного смешения представляет собой сравнительно короткопламенный процесс, сопровождающийся выделением продуктов горения, обладающих значительной лучепрозрачностью. Поэтому часто считают, что замена горелок, служащих для сжигания газа при свечащемся пламени, горелками предварительного смешения неминуемо связана с резким падением интенсивности теплообмена между продуктами горения и тепловоспринимающими поверхностями вследствие уменьшения доли радиации в общем балансе теплопередачи. Такая точка зрения справедлива не всегда, так как в ряде случаев не учитывает роли так называемых вторичных излучателей, т. е. твердых тел, воспринимающих тепло от нагретых продуктов горения конвекцией и отдающих это тепло поверхностям нагрева излучением. Роль вторичных излучателей могут играть огнеупорные детали самих горелок, нагретые огнеупоры печи (свод, под, стены), а также специальные устройства, предназначенные для увеличения радиационной составляющей в процессе теплообмена.

Учитывая эти обстоятельства, можно констатировать, что существующие многочисленные конструкции горелок предварительного смешения отличаются друг от друга не только способами обеспечения устойчивого зажигания смеси и ее полного сжигания в определенном объеме; конструктивное оформление горелок и способ их размещения в газоиспользующем устройстве (топке котла, рабочем пространстве печи и т. п.) могут влиять на интенсивность передачи тепла от продуктов горения к тепловоспринимающим поверхностям.

Возможность сжигания газа в условиях, обеспечивающих максимальное использование радиации огнеупоров, либо, напротив, в условиях минимальной передачи тепла радиацией и поддержания в топке наиболее высоких температур, достижимых при сжигании данного вида топлива, неоднократно подчеркивал М. Б. Равич.

В основу же своей классификации горелок предварительного смешения М. Б. Равич положил не радиационные характеристики, а степень контакта сжигаемой газо-воздушной смеси с огнеупорными поверхностями [Л. 124].

Автором данной книги предложено классифицировать горелки предварительного смешения по их пирометрическому коэффициенту, т. е. в зависимости от того, какая часть тепла может быть передана нагреваемым телом прямой отдачей.

Пирометрический коэффициент представляет собой отношение температуры продуктов горения, покидающих камеру горения (горелку, топку), к теоретической температуре горения. Он может быть выражен следующим уравнением:

$$\mu = \eta_{\text{к.г.}}(1 - \sigma), \quad (9-1)$$

в котором $\eta_{\text{к.г.}}$ представляет собой к. п. д. камеры горения*. Прямая отдача тепла учитывается коэффициентом σ , определяемым по формуле

$$\sigma = 1 - \frac{c''t''}{c_{\text{г}}t_{\text{г}}}, \quad (9-2)$$

где $t_{\text{г}}$ — теоретическая температура горения топлива, °C;

t'' — температура продуктов горения при выходе из камеры горения, °C;

c'' и $c_{\text{г}}$ — средние теплоемкости продуктов горения (при постоянном давлении) в интервале температур от нуля до t'' или $t_{\text{г}}$ соответственно.

Точные значения пирометрического коэффициента различных горелок не определялись. Однако данное обстоятельство вряд ли может служить препятствием для того, чтобы разделить наиболее распространенные конструкции горелок предварительного смешения на три основные группы:

* Коэффициент полезного действия камеры горения учитывает потери тепла в окружающую среду через стенки камеры горения, а также потери тепла от химического недожога

1) горелки с низким пирометрическим коэффициентом (радиационные);

2) горелки туннельного типа;

3) горелки с высоким пирометрическим коэффициентом.

Горелки первой группы предназначены для того, чтобы обеспечить максимум излучения на нагреваемые тела. Туннельные горелки конструируются, исходя, в основном, из соображений поддержания устойчивости горения газо-воздушной струи и снижения аэродинамического сопротивления горелки; цель увеличить или уменьшить излучение самого туннеля обычно при этом не преследуется. Наконец, горелки с высоким пирометрическим коэффициентом служат для получения температур, наиболее близких к теоретической температуре горения.

Можно сказать, что данная классификация охватывает все типы горелок предварительного смешения, но существуют горелки, занимающие промежуточное положение между 1 и 2-й, а также между 2 и 3-й группами.

При рассмотрении данной классификации следует иметь в виду, что по сравнению с горелками предварительного смешения других типов наибольшее распространение получили туннельные горелки. Эти горелки в различных своих модификациях более просты по устройству и в эксплуатации; кроме того, они выгодно отличаются небольшим гидравлическим сопротивлением. Однако в практике встречается много процессов, применительно к которым туннельные горелки могут быть использованы с меньшим эффектом, чем горелки предварительного смешения других типов.

Рассмотрим с теоретической точки зрения роль раскаленных огнеупоров в процессе передачи тепла продуктов горения нагреваемым телам как вторичных излучателей.

Единственным источником тепла являются раскаленные продукты полного горения, физическое тепло которых передается нагреваемым телам и окружающим зону горения

огнеупорам, главным образом конвекцией, а также в небольшой степени в результате излучения трехатомных газов.

Следовательно, общее количество тепла, отданное газами, выразится формулой

$$Q_{\text{общ}} = Q_{\text{п.г}} + Q_{\text{вт}}, \quad (9-3)$$

где $Q_{\text{п.г}}$ — тепло, переданное от раскаленных продуктов горения непосредственно поверхности нагрева (конвекцией и излучением газов), ккал/ч ;
 $Q_{\text{вт}}$ — тепло, которое огнеупоры получают конвекцией и в результате излучения газов, а затем передают излучением («переизлучают») поверхности нагрева, ккал/ч .

Уравнение (9-3) можно представить в следующем виде:

$$Q_{\text{общ}} = F_{\text{ст}} \alpha_{\text{конв.ст}} (t_{\text{п.г}} - t_{\text{ст}}) + F_{\text{изл}} \alpha_{\text{конв.изл}} (t_{\text{п.г}} - t_{\text{изл}}), \quad (9-4)$$

где $F_{\text{ст}}$ — тепловоспринимающая поверхность нагреваемого тела или стенки экранной трубы, м^2 ;

$F_{\text{изл}}$ — рабочая поверхность вторичного излучателя, м^2 ;

$\alpha_{\text{конв.ст}}$ — суммарный коэффициент теплообмена от раскаленных продуктов горения к нагреваемому телу, включающий в себя конвекцию и излучение продуктов горения, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{град}$;

$\alpha_{\text{конв.изл}}$ — коэффициент теплообмена от раскаленных продуктов горения к вторичным излучателям, $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{град}$;

$t_{\text{п.г}}$ — температура раскаленных продуктов горения, $^{\circ}\text{C}$;

$t_{\text{ст}}$ — температура нагреваемого тела (тепловоспринимающих экранных трубок в котле, нагреваемых изделий или материалов в печи и т. п.), $^{\circ}\text{C}$;

$t_{изл}$ — температура вторичных излучателей, °С.

Как показано С. Н. Шориным и И. П. Колченоговой, уравнение (9-4) целесообразно представить в следующей форме:

$$Q_{общ} = F_{ст} (t_{п.г} - t_{ст}) \left[\alpha_{конв.ст} + \frac{F_{изл}}{F_{ст}} \alpha_{конв.изл} \frac{t_{п.г} - t_{изл}}{t_{п.г} - t_{ст}} \right]. \quad (9-5)$$

Введем обозначение

$$\alpha_{доп} = \frac{F_{изл}}{F_{ст}} \alpha_{конв.изл} \frac{t_{п.г} - t_{изл}}{t_{п.г} - t_{ст}}, \quad (9-6)$$

получаем:

$$Q_{общ} = F_{ст} (t_{п.г} - t_{ст}) (\alpha_{конв.ст} + \alpha_{доп}). \quad (9-7)$$

Уравнения (9-6) и (9-7) показывают, как все тепло, отдаваемое газами, распределяется между нагреваемыми изделиями и вторичными (косвенными) излучателями. Роль косвенных излучателей характеризуется коэффициентом $\alpha_{доп}$, который согласно уравнению (9-6) тем больше, чем:

1) больше отношение поверхности вторичных излучателей к поверхности нагреваемых тел (взаиморасположение этих поверхностей учитывается соответствующими угловыми коэффициентами *);

2) интенсивнее передача тепла от продуктов горения к вторичным излучателям;

3) интенсивнее передача тепла вторичными излучателями нагреваемым телам, т. е. чем сильнее снижается температура излучателей $t_{изл}$ в результате излучения на нагреваемые тела;

4) слабее непосредственная передача тепла конвекцией от продуктов горения к нагреваемым телам, что имеет место при увеличении $t_{ст}$, т. е. при уменьшении разности $t_{п.г} - t_{ст}$, от которой зависит интенсивность передачи тепла конвекцией.

* Угловым коэффициентом (средним) называется отношение лучистого потока, посылаемого одним телом на другое, ко всему лучистому потоку, посылаемому первым телом по всем направлениям.

Следует отметить, что при анализе влияния различных факторов на $\alpha_{доп}$ величину $t_{изл}$ необходимо рассматривать в связи с $t_{п.г}$. В противном случае можно прийти к неверному заключению, что $\alpha_{доп}$ увеличивается независимо от способа уменьшения температуры излучателя. Например, можно сделать неверный вывод, что роль вторичных излучателей увеличивается даже в тех случаях, когда снижение температуры вторичных излучателей происходит в результате перехода от сжигания газа, имеющего высокую температуру горения, к сжиганию газа, имеющего более низкую температуру горения (при одинаковых избытках воздуха). Для того чтобы избежать такого рода ошибок, подобные сравнения следует производить при прочих равных условиях.

Рассмотрим теперь процесс передачи тепла от вторичных излучателей к нагреваемым телам излучением, так как от характера этого процесса зависит величина $t_{изл}$, входящая в уравнения (9-5) и (9-6). Для этой цели составим уравнение теплового баланса излучателя, основанное на законе Стефана—Больцмана:

$$\alpha_{конв.изл} (t_{п.г} - t_{изл}) = \epsilon_{усл} \cdot 4,9 \cdot 10^{-8} (T_{изл}^4 - T_{ст}^4), \quad (9-8)$$

где $T_{изл}$ и $T_{ст}$ — температура вторичных излучателей и нагреваемого тела, выраженная в градусах абсолютной шкалы.

Уравнение (9-8) имеет сравнительно простой вид вследствие того, что условный коэффициент черноты $\epsilon_{усл}$ учитывает по предложению С. Н. Шорина [Л. 125, стр. 290] все многообразие зависимостей, имеющих место при лучистом теплообмене твердых тел, разделенных движущейся излучающей средой. Коэффициент отражает влияние степени черноты стенок топки и поверхности нагрева, характера усреднения температур излучателей, размещения источников излучения по отношению к лучевоспринимающим поверхностям и др.

Для анализа возможности изменения прямой отдачи в топочных устройствах целесообразно воспользоваться следующим уравнением С. Н. Шорина [Л. 126]:

$$\varepsilon_{\text{усл}} K_T [(1 - \sigma_{\text{рад}}) c]^4 + (1 + \sigma_{\text{рад}}) c - 1 = 0, \quad (9-9)$$

где $\sigma_{\text{рад}}$ — коэффициент прямой отдачи, равный $1 - \frac{c''t''}{c_T t_T}$;

K_T — топочный критерий (критерий лучистого теплообмена), представляющий собой отношение максимально возможной теплоотдачи излучением к количеству тепла, выделяемого при сжигании топлива,

$$K_T = \frac{4,9 \cdot 10^{-8} F_{\text{ст}} T_T^3}{BV_{\text{г}} \bar{c}_{\text{г}}},$$

где $F_{\text{ст}}$ — поверхность котельных стенок, поглощающих тепло излучением, м^2 ;

T_T и t_T — теоретическая температура горения топлива, $^{\circ}\text{К}$ и $^{\circ}\text{С}$;

B — часовый расход газа, $\text{м}^3/\text{ч}$;

$V_{\text{г}}$ — количество продуктов горения, образующихся при сгорании 1 м^3 газа, $\text{м}^3/\text{м}^3$ (см. табл. 1 и 2 в приложениях);

$\bar{c}_{\text{г}}$ — средняя теплоемкость продуктов горения, определяемая по уравнению

$$\bar{c}_{\text{г}} = \frac{c_T t_T - c''t''}{t_T - t''},$$

t'' — температура продуктов горения, покидающих топку, $^{\circ}\text{С}$;

c'' — теплоемкость продуктов горения, покидающих топку, $\text{ккал}/\text{м}^3 \cdot \text{град}$.

Коэффициент c в уравнении (9-9) определяется по формуле

$$c = \frac{c_{\text{г}}}{c''} \frac{1 + \frac{273}{t''}}{1 + \frac{273}{t_T}}.$$

Важно иметь в виду, что при неизменных габаритах тепловоспринимающей поверхности ($F_{\text{ст}} = \text{const}$) и при сжигании газа одного и того же состава ($T_T = \text{const}$, $V_{\text{г}} = \text{const}$) топочный критерий можно приближенно считать обратно пропорциональным расходу газа.

Оценку роли излучения в различных камерах горения можно производить также посредством пирометрического коэффициента

$$\mu = \frac{t''}{t_T} \text{ или } \mu_1 = \frac{T''}{T_T},$$

который зависит от $\varepsilon_{\text{усл}}$ и K_T следующим образом [Л. 126]:

$$\varepsilon_{\text{усл}} K_T \left[\mu_1^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{T_T} \right)^4 \right] + \mu_1^4 - 1 = 0, \quad (9-10)$$

где $T_{\text{ст}}$ — абсолютная температура тепловоспринимающей поверхности.

Остальные обозначения те же, что и в уравнении (9-9).

Возможность использования вторичных огнеупорных излучателей для увеличения теплового напряжения поверхности нагрева до 380 тыс. $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$ (в среднем до 200 тыс. $\text{ккал}/\text{м}^2 \cdot \text{ч}$) была доказана в ЭНИН (М. Б. Равич, В. А. Спейшер, С. М. Лукомский) при исследовании процесса горения газо-воздушной смеси в слое дробленого шамота, в котором были размещены змеевиковые поверхности нагрева [Л. 127].

Сравнительное исследование теплообмена в калориметрической камере с вторичными излучателями (продольными и поперечными) и без них было проведено в ЭНИН позднее И. П. Колченоговой и В. Н. Андриановым под руководством С. Н. Шорина. Для этой цели была использована экспериментальная установка (рис. 9-1), состоящая из смесителя 1, чашеобразной горелки 2 с рассекателем, цилиндрической камеры 3 и крышки 4. Стенки камеры и крышки охлаждались водой, что позволяло определять их тепловосприятие. Горение газо-воздушной смеси осуществлялось при ее истечении из кратера (выходного

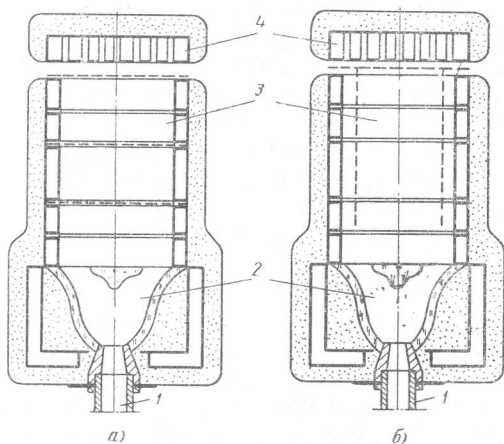


Рис. 9-1. Камера для исследования излучателей.

а — с поперечно расположенными излучателями;
б — с продольно расположенными излучателями.

сечения) смесителя. В качестве вторичных излучателей использовались перфорированные металлические пластины, размещаемые поперек (рис. 9-1, а) или вдоль (рис. 9-1, б) камеры 3.

Результаты опытов показаны на графике (рис. 9-2) в координатах $\mu_1 = f(K_T)$. Кривая 1 относится к тому случаю, когда излучатели не устанавливались, а кривая 2 дает представление о том, как увеличивается прямая отдача вследствие установки продольных излучателей. При малых значениях K_T (т. е. при большом расходе газа) пирометрический коэффициент уменьшается приблизительно на 20%, а при больших K_T — приблизительно на 30% по сравнению с камерой без излучателей. Еще большее понижение μ_1 дают поперечные излучатели (кривая 3). Сравнивая ход кривых 1 и 3, можно видеть, что поперечные излучатели способны уменьшить μ_1 примерно на 25% даже при K_T порядка 10.

Эти данные свидетельствуют о том, что путем применения вторичных излучателей можно интенсифицировать передачу тепла за счет увеличения излучения в общем балансе теплообмена. В ряде случаев, например, при сжигании газа несветящимся факелом в экранированных топках котлов малой мощности, указанное обстоятельство может сократить размеры последую-

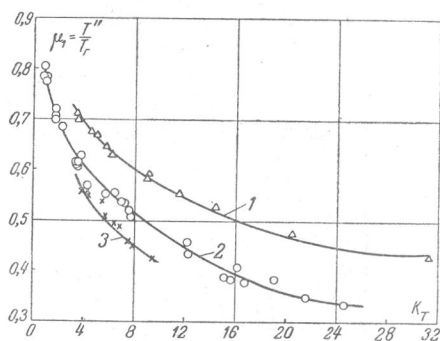


Рис. 9-2. Зависимость пирометрического коэффициента μ_1 от топочного критерия K_T .

щей конвективной поверхности нагрева и тем самым обеспечить экономию металла и других строительных материалов. Так, например Казахский НИИ энергетики разработал совместно с Бийским котлостроительным заводом конструкцию парового котла производительностью 2,5 т/ч, в котором интенсификация теплообмена достигается путем применения вторичных излучателей. Расход металла на сооружение такого котла примерно в 1,5 раза меньше, чем в типовом котле ДКВР той же мощности.

Следует, однако, иметь в виду, что описанные выше опытные данные нельзя считать универсальными. Ими можно пользоваться только для приближенной оценки характера влияния вторичных излучателей на $\epsilon_{\text{учсл}}$ и μ_1 . Если реальные условия сильно отличаются от тех, в которых производился данный эксперимент, то выявленные зависимости следует уточнять применительно к новым соотношениям между температурами, иному размещению излучателей, другому способу сжигания газа и т. п.

Сказанное выше не следует понимать таким образом, что применение косвенных излучателей является единственным средством интенсификации передачи тепла продуктов горения нагреваемым телам. Довольно часто, например при многорядной загрузке изделий в печь, роль кирпичной кладки как вторичного излучателя ограничена тем, что «видимая» кладкой поверхность нагреваемых изделий состав-

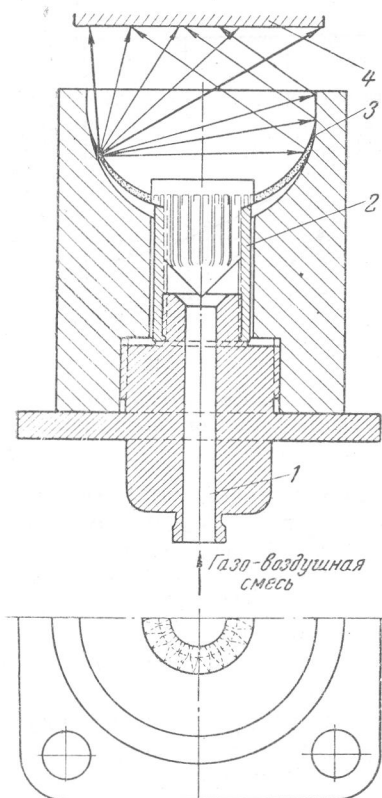


Рис. 9-3. Радиационная горелка предварительного смешения.

ляет всего 40—60% от всей поверхности металла. В подобных случаях нельзя переоценивать полезное влияние раскаленной кладки на теплопередачу и следует добиваться всестороннего омывания нагреваемых изделий газовым потоком, не допуская в то же время лобового удара пламени о поверхность металла, чтобы избежать местного перегрева [Л. 128].

Возвращаясь к изложенной выше классификации горелок предварительного смешения, рассмотрим наиболее типичные конструкции основных и промежуточных групп, обращая в каждом отдельном случае внимание на особенности горелок с точки зрения устойчивости зажигания, протяженности зоны горения и роли вторичных излучателей.

1. Радиационные горелки, в которых огнеупоры, находящиеся вблизи зоны горения, используются для облучения нагреваемых тел.

Одна из конструкций таких горелок изображена на рис. 9-3. Газовоздушная смесь в этой горелке поступает из смесителя через канал в металлическом корпусе 1 и радиальные прорези в огнеупорной насадке 2. Таким путем поток газовоздушной смеси разбивается на 22 струйки, каждая из которых горит отдельным коротким пламенем. Непрерывное воспламенение газовоздушной смеси обеспечивается смешением ее с нагретыми продуктами горения, циркулирующими у мест истечения смеси в чашеобразный излучатель 3. Интенсивно нагреваясь от горячих струек, излучатель 3 отдает тепло изделию 4 путем вторичного излучения, являясь одновременно и стабилизатором горения. Такие горелки позволяют интенсифицировать процесс нагрева изделия 4 в результате увеличения роли радиационной составляющей в общем балансе передачи тепла от продуктов горения нагреваемым телам и поэтому часто применяются в печах скоростного нагрева [Л. 129].

Более широкое распространение получили в последние годы радиационные горелки с керамическими перфорированными плитками [Л. 130, 131]. Схема одной из таких горелок представлена на рис. 9-4. Газ поступает в горелку по газопроводу 1. При истечении из сопла 2 газ подсасывает из атмосферы весь необходимый для горения воздух через приемную коробку 3. Смешение происходит в основном в инжекторе 4 и заканчивается в распределительной коробке 5. Газовоздушная смесь проходит затем через сквозные каналы керамической плитки 6 и сгорает вблизи от ее наружной поверхности. При работе горелки пламя накаляет наружную часть плитки, которая становится источником теплового излучения (вторичным излучателем) преимущественно в инфракрасной области спектра. По этой причине данные устройства часто называют горелками инфракрасного излучения. Прогреваясь на некоторую глубину, плитки отдают часть тепла газовоздушной смеси. По этой причине температура смеси при ее истечении

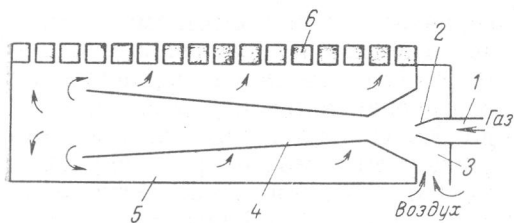


Рис. 9-4. Схема радиационной горелки.

из огневых каналов близка к температуре наружной поверхности плитки, что благоприятно отражается на устойчивости пламени в отношении отрыва его. Температурный режим плитки зависит от состава газо-воздушной смеси, скорости ее истечения, теплопроводности керамической массы, а также от ряда конструктивных факторов (диаметр каналов, расстояние между ними и т. п.). Саратовский завод «Газ-прибор» выпускает для работы на природном газе горелки нескольких типов, состоящие из плиток с диаметром каналов 1,55 мм при суммарном живом сечении каналов около 60% от рабочей поверхности плитки*. При работе на коксовом газе диаметр каналов необходимо уменьшать до 0,85 мм. Тепловая нагрузка на керамическую плитку, имеющую размеры 65×45×12 мм, обычно поддерживается около 400 ккал/ч. В этих условиях при коэффициенте избытка воздуха около 1,05 температура наружной поверхности составляет от 800 до 900°С. Типоразмеры выпускаемых заводом радиационных горелок различаются количеством и взаиморасположением плитчатых элементов в зависимости от их технологического назначения (сушка, тепловая обработка материалов, отопление больших помещений и т. п.).

Диаметр огневых отверстий таких горелок всегда меньше, чем критический диаметр для данного газа, тем не менее в накаливаемом состоянии огнепреградительная плитка не всегда может предотвратить проскок пламени.

Специфика нарушения устой-

чивости горения в данном случае заключается в том, что проскоки пламени в каналы происходят здесь не при снижении скорости истечения смеси, а при увеличении нагрузки.

При нормальной температуре рабочей поверхности керамического излучателя пламя располагается снаружи, над ней, как показано на рис. 9-5,а. Тонкие стрелки показывают направление тепловых потоков, обуславливающих прогрев газо-воздушной смеси. Достаточно повысить температуру рабочей поверхности плитки до 950—1050°С, как теплоотдача от пламени к плитке увеличивается до такой степени, что смесь начинает подогреваться в каналах до температуры самовоспламенения. Зона горения постепенно втягивается в огневые каналы и стабилизируется на некотором расстоянии от наружной поверхности плитки, например, как показано на рис. 9-5,б. При этом положение пламени становится неустойчивым, так как прямая отдача от зоны горения уменьшается, а тенденция пламени к проскоку увеличивается. По мере

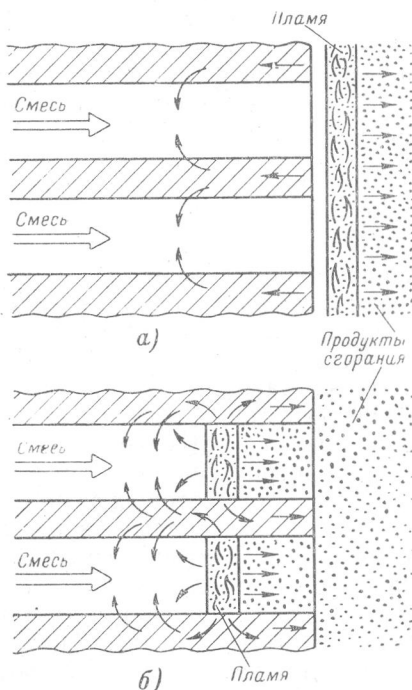


Рис. 9-5. Тепловой режим перфорированной керамической плитки радиационной горелки. а — нормальная работа; б — начало проскока пламени.

* Иногда диаметр каналов принимает равным 1,35 или 1,75 мм, а живое сечение составляет ~39% от рабочей поверхности плитки.

прогрева плитки зона горения продолжается углубляться до тех пор, пока пламя не достигнет тыльной стороны плитки и не проскочит в распределительную коробку. Воспламенение смеси в объеме коробки обычно сопровождается звучным хлопком.

Экспериментальные исследования; проведенные в Академии коммунального хозяйства и во ВНИИгазе под руководством К. Н. Правоворова, показали, что пирометрический коэффициент горелок с керамическими плитками, представляющий собой отношение фактического количества излучаемого тепла к общей тепловой нагрузке (при тепловых напряжениях рабочей поверхности от 10 до 15 ккал/см²·ч), не превышает 35—40%. Вместе с тем значения σ , подсчитанные по формуле (9-2) для идентичных условий, получаются более высокими, порядка 55—65%. Это свидетельствует о наличии резервов повышения излучательной способности радиационных горелок. Таким резервом является повышение температуры газо-воздушной смеси, поступающей в зону горения. Для этой цели на небольшом расстоянии от рабочей поверхности устанавливают сетку, изготовленную из жароупорного металла. Таким образом удается повысить пирометрический коэффициент до 50—60% [Л. 132].

Радиационные горелки типа КГ-3 с керамическими плитками, дополнительно к которым установлены металлические сетки, выпускает экспериментальный завод СКБ «Газ-приборавтоматика».

Известны также конструкции радиационных газовых горелок (например, ветроустойчивые горелки типа «Марс»), в которых керамические плитки заменены двумя металлическими сетками с различными размерами ячеек. Сгорание газо-воздушной смеси в таких горелках происходит между нижней и верхней сетками, которые раскаляются и становятся источниками излучения. При нормальной эксплуатации пламя не проскакивает сквозь нижнюю сетку и не выбивается через

верхнюю. Преимуществами сетчатых горелок по сравнению с керамическими является возможность повышения температуры излучателя до 900°С и устойчивость к воздействию ветрового напора (подробнее см. [Л. 133]). Последнее обстоятельство позволяет использовать сетчатые горелки не только для тепловой обработки различных материалов в промышленности, но и для отопления открытых рабочих площадок при скорости ветра до 5,5 м/сек.

Интересным примером использования накаливаемых огнеупоров в качестве вторичных излучателей может служить радиационная горелка, разработанная в Академии коммунального хозяйства им. К. Д. Памфилова для отопления жаротрубных котлов (рис. 9-6).

Газ (природный или городской) поступает в горелку по трем газопроводам 1. При истечении из многоканальных сопел 2 газ инжектирует весь необходимый для горения воздух из атмосферы. Смешение газа с воздухом происходит в керамических смесителях 3. При истечении из смесителей струя газо-воздушной смеси ударяется о торец рассекателя 4 и разбивается на потоки, которые, встречаясь с соседними струями, смешиваются с ними. Горение начинается при истечении смеси в камеру 5 и осуществляется по мере движения газо-воздушной смеси вдоль туннелей, образуемых рассекателями. Из камеры 5 в жаровую трубу 6 продукты горения поступают через отверстия диаметром 15 мм в шамотной решетке 7, интенсивно отдавая ей свое тепло конвекцией и частично излучением. Нагреваясь до красного каления, решетка 7 интенсивно облучает стенки жаровой трубы 6 и отдает им радиационное тепло. Об интенсивной передаче тепла излучением свидетельствует то, что температура наружной поверхности решетки 7 не превышает 1000—1100°С, тогда как в камере 5 развиваются температуры порядка 1300—1400°С. Две перфорированные пластины 8, изготовленные из шамота, также служат вторичными излучателями. Установка вторичных излучателей столь

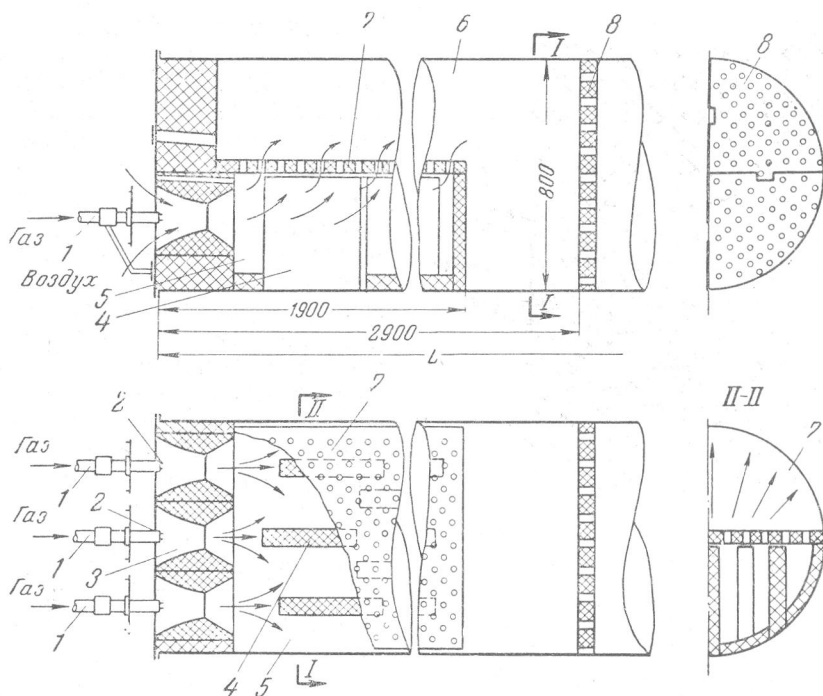


Рис. 9-6. Интенсификация теплообмена в топке жаротрубного котла при помощи вторичных излучателей.

простой конструкции позволила увеличить к. п. д. котла примерно на 5% и довести его в среднем до 85% (в отдельных случаях до 90%). Если живое сечение перфорированных шамотных плит составляет 50%, их газовое сопротивление сравнительно невелико. Благодаря этому обеспечивается возможность установки указанных излучателей в топках жаротрубных котлов, работающих без дымососа и без принудительной подачи воздуха [Л. 134].

Наиболее новым вариантом газогорелочных устройств радиационного типа являются плоскопламенные горелки, применяемые и разрабатываемые как в СССР (Институт газа АН УССР) [Л. 135], так и за границей (ФРГ, США, Франция) (см., например, [Л. 135а]).

Отличительная особенность плоскопламенных горелок связана с наличием разомкнутого факела, стекающего по поверхности огнеупорного туннеля и кладки печи. При такой аэродинамике факела интенсифицируется передача тепла кон-

векцией от зоны горения к огнеупорам и оптимизируются условия радиационного переноса тепла от косвенных излучателей (туннеля и кладки печи) к нагреваемым телам.

Сжигание газа в плоскопламенных горелках с закручиванием потока может быть осуществлено при предварительном смешении газа с воздухом или в диффузионном факеле.

Принципиальная схема плоскопламенной горелки, разработанной В. Ф. Копытовым, А. Е. Ериновым и Б. С. Сорокой, представлена на рис. 9-7. Многоструйная подача газа в закрученный поток воздуха осуществляется при помощи газовых сопел 1. При истечении газа в закрученный поток воздуха по краям струй образуется газо-воздушная смесь, воспламенение которой осуществляется от продуктов горения, циркулирующих в центральной части огнеупорного туннеля 2. Стенки туннеля имеют криволинейный профиль, вследствие чего горящие струи развертываются веером, омывая и

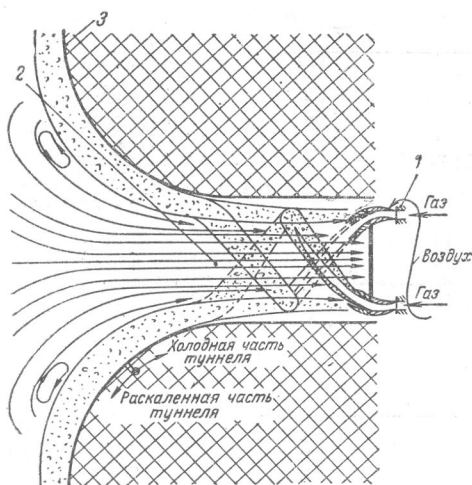


Рис. 9-7. Схема плоскопламенной горелки радиационного типа.

накаляя поверхность кладки 3. Безотрывное обтекание горящими струями стенок туннеля и сопряженной с ними поверхности кладки позволяет значительно улучшить (по сравнению с радиационными горелками других типов) использование накала кладки в качестве источника вторичного излучения.

Испытания плоскопламенной горелки, проведенные Институтом газа АН УССР [Л. 135], заключались в снятии концентрационных, скоростных и температурных полей, а также в определении теплообменных характеристик разомкнутого факела и аэродинамического сопротивления устройства при различных расходах газа.

Замеры температуры и отбор газовых проб для последующего анализа на хроматографе осуществлялись с целью определения размеров зоны горения и зоны теплообмена. Эти операции проводились в нескольких точках сечений, находящихся на различных расстояниях (I—15; II—52; III—90; IV—280 мм) от поверхности излучающей кладки.

Распределение температуры на различных расстояниях от оси горелки (по радиусу) при расходе природного газа около

13 м³/ч и коэффициенте избытка воздуха, близком к 1,0, показано на рис. 9-8,а. Взаиморасположение кривых I—IV, относящихся к соответствующим сечениям, характеризует довольно быстрое выравнивание температурных полей. В сечении IV, находящемся на расстоянии ~280 мм от поверхности излучающей кладки, наблюдается ровное температурное поле ($1170 \pm 10^\circ\text{C}$). В то же время характер кривой I дает представление о том, что в непосредственной близости к кладке температура газа сначала повышается от 1280 до 1570°C , затем по мере удаления от оси горелки — снижается до 1230° . Следовательно, радиус действия нагретых примерно до 1300°C продуктов горения превышает 300 мм.

Распределение концентраций CO_2 в продуктах горения (сечение I) показано на рис. 9-8,б. Кривая выгорания имеет минимум, соответствующий радиусу ~100 мм, т. е. повороту потока на 90° при переходе от туннеля на кладку.

Исследования процесса теплообмена в топочной камере с плоско-

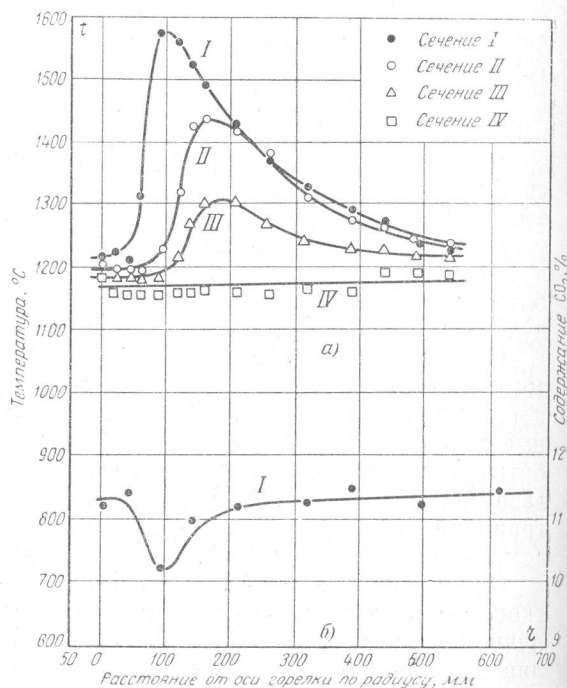


Рис. 9-8. Измерение температуры продуктов горения в зависимости от расстояния до оси плоскопламенной горелки (по радиусу).

пламенной горелкой проводились с целью определения величины падающих тепловых потоков от раскаленной кладки и факела. Поля тепловых потоков снимались при помощи термозонда с двусторонним расположением термоприемников, устанавливавшегося на различных расстояниях от фронтальной стенки (излучающей панели). Тепловые потоки измерялись по перепаду температур на обеих сторонах приемного элемента. Этим путем удалось доказать способность плоскопламенных горелок создавать равномерное поле тепловых потоков и температур на значительных тепловоспринимающих поверхностях. Установлено также, что поля тепловых потоков при сжигании газа в топочных камерах с плоскопламенными горелками значительно равномернее, чем при использовании других горелочных устройств косвенного нагрева. Следовательно, применение плоскопламенных горелок в печах скоростного нагрева и других нагревательных устройствах позволяет не только повысить суммарный коэффициент теплопередачи от факела к нагреваемой поверхности, но и практически полностью исключить локальные перегревы последней.

2. Туннельные горелки, в которых окружающие зону горения огнеупоры служат стабилизаторами горения.

Принцип действия туннельной горелки был описан в общих чертах ранее (см. гл. 4). Рассмотрим теперь процесс горения газо-воздушной смеси в полости туннеля более подробно. Воспользуемся для этой цели результатами экспериментальной работы, проведенной в ЭНИИ В. Н. Иевлевым [Л. 136]. На правой части рис. 9-9 линии $\kappa=0$; 20; 50; 80 и 100% соответствуют степени выгорания смеси городского газа с воздухом (избыток воздуха 20%). Например, 50%-ное выгорание наблюдается на расстоянии около 270 мм от кратера (диаметр кратера равен 30 мм), а полностью процесс горения заканчивается на расстоянии около 480 мм, считая по оси туннеля. Кривые, характери-

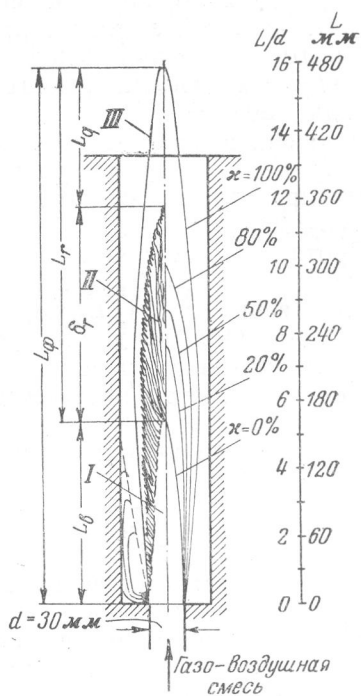


Рис. 9-9. Развитие процесса горения смеси городского газа с воздухом в туннеле (истечение смеси из кратера со скоростью около 27 м/сек).

зующие выгорание смеси, были получены путем отбора проб в различных точках как по поперечным сечениям, так и по оси потока. Процент выгорания κ вычислялся как отношение концентрации CO_2 , полученной путем газового анализа указанных проб, к максимальной концентрации CO_2 , получаемой при полном сгорании газо-воздушной смеси данного состава.

При горении турбулентной газо-воздушной струи в туннеле, так же как это делалось для случая горения смеси в свободном пространстве (см. гл. 3), можно выделить три характерные зоны (левая часть рис. 9-9).

Зона I (темный внутренний конус) практически совпадает с областью, околонтуренной линией $\kappa=0$. Можно считать, что внутри этой зоны еще нет перемешивания газо-воздушной смеси с продуктами горения, следовательно, там нет и горения.

В зоне II происходит постепенное воспламенение турбулентной

струи и одновременно сгорание уже воспламененных частиц газа; степень выгорания χ при выходе газов из этой зоны весьма значительна (порядка $80 \div 90\%$).

Наконец, в зоне III горение завершается и из нее выходят продукты практически полного сгорания ($\chi=100\%$) *.

Протяженность зон I, II и III в направлении оси струи обозначим соответственно через L_B , δ_r и L_D (рис. 9-9). Общую длину факела пламени обозначим через L_Φ .

Метод расчета протяженности указанных зон еще не разработан, однако в первом приближении можно считать **, что

$$L_B \sim \frac{\omega_f r}{U_T}, \quad (9-11)$$

где ω_f — скорость истечения смеси;

r — радиус кратера;

U_T — средняя турбулентная скорость распространения пламени (поперек струи).

Применительно к сжиганию городского газа в туннельных горелках малого калибра (диаметр кратера от 30 до 90 мм) В. Н. Иевлевым было получено выражение

$$L_B = B_1 \omega_f^{0.6}, \quad (9-12)$$

причем коэффициент B_1 в этом уравнении связан с нормальной скоростью распространения пламени u_H следующим образом:

$$B_1 = m' - n' (0,340 - u_H) \times (u_H - 0,184). \quad (9-12a)$$

Величины ω_f (скорость истечения смеси из кратера) и u_H выражены здесь в м/сек, а L_B и d — в м. Эмпирические коэффициенты m' и n' постоянны ($m'=0,0305$ и $n'=2$) и имеют определенную размерность. Эмпирические соотношения (9-12) и (9-12a) были найдены путем обработки результатов большого числа опытов, проводившихся в интервале значений коэффициента избытка воздуха $\alpha=1,0 \div 1,35$ и скоростей $\omega_f=10 \div 30$ м/сек. Следует, однако, иметь в виду, что указанные соот-

ношения получены при сжигании холодных смесей городского газа с воздухом ($u_H \approx \text{const}$) и не применимы в тех случаях, когда газозодушные смеси подогреты. Исследование процесса горения подогретых смесей природного газа с воздухом было проведено в ЭНИН позже В. И. Андреевым (см. стр. 50).

Для протяженностей δ_r и L_D В. Н. Иевлевым было получено суммарное выражение

$$\delta_r + L_D = L_r = d \sqrt[3]{\frac{4,6}{k}}, \quad (9-13)$$

в котором d — диаметр кратера, а k — коэффициент, слабо зависящий от ω_f и d , что позволяет формулу (9-13) записать для горелки небольшого калибра ($d < 90$ мм) следующим образом:

$$L_r \sim k_1 d,$$

где k_1 — константа.

На основании этих опытных данных можно считать, по аналогии с газозодушной струей, горящей в свободном факеле (см. гл. 3), что повысить объемное теплонпряжение зоны горения в туннельных горелках можно различными путями, но наиболее эффективными из них являются: уменьшение диаметра кратера ***, увеличение скорости турбулентного распространения пламени и увеличение периметра зажигания. Перечисленные мероприятия позволяют укоротить пламя главным образом за счет уменьшения L_B , что особенно важно иметь в виду, например, при сжигании низкокалорийных газов в большом количестве.

Характер концентрационных полей, снятых В. Н. Иевлевым в полости горелки (рис. 9-9), иллюстрирует тот факт, что процесс горения сосредоточен в центральной части туннеля, а в непосредственной близости от поверхности стенок движутся только продукты практически полного горения. Следовательно, положительная роль накаливаемого туннеля заключается, главным обра-

* Точность определения полноты выгорания была равна примерно 1—2%.

** Так же, как в ранее рассмотренном случае горения смеси в свободном факеле.

*** Имеется в виду переход от малого числа кратеров большого диаметра к большому числу кратеров малого диаметра (суммарное поперечное сечение в обоих случаях остается одинаковым).

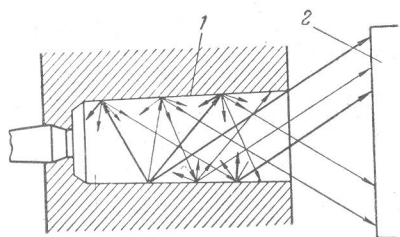


Рис. 9-10. Схема лучистых потоков в туннельной горелке.

зом, в том, что он хорошо стабилизирует горение, ослабляя тенденцию пламени оторваться от кратера, причем стабилизационный эффект, как уже подчеркивалось в гл. 4 (стр. 58), связан с рециркуляцией продуктов горения вблизи от корневой части струи газозвоздушной смеси, поступающей из смесителя в туннель.

Рассмотрим вопрос об использовании накала огнеупорных деталей туннельных горелок в целях увеличения доли радиационного переноса тепла в общем балансе теплопередачи. С этой точки зрения туннельные горелки обладают меньшими возможностями по сравнению с радиационными горелками. Как видно из схемы, представленной на рис. 9-10, в туннельных горелках лишь небольшая часть излучения стенок туннеля 1 попадает на нагреваемое тело 2, а большая часть лучей испытывает многократное отражение внутри туннеля.

В тех случаях, когда необходимо увеличить поверхность излучения, пользуются многотуннельными горелками, которые представляют собой огнеупорные блоки (панели) с большим числом туннелей, расположенных на минимальном расстоянии друг от друга. При этих условиях лучистые потоки, посылаемые многочисленными туннелями, суммируются и сливаются, обеспечивая ровный обогрев теплопринимающей поверхности излучением.

Примером реализации этого принципа может служить конструк-

ция панельных горелок типа ГБП, разработанная институтом Гипро-нефтемаш (Ц. А. Бахшиян) при консультации ЭНИН (М. Б. Равич).

Чертеж горелки ГБП-35 представлен на рис. 9-11, а перечень типоразмеров нормализованных горелок этого типа [Л. 137] приведен в табл. 9-1. Газ среднего давления поступает в смеситель 1 по трубопроводу 2. Воздух, необходимый для горения, инжектируется из атмосферы при истечении газа из сопла 3. Газозвоздушная смесь поступает из смесителя в распределительную камеру 4 и затем растекается по 100 металлическим трубкам 5, привернутым к трубной доске 6. Сгорание смеси происходит

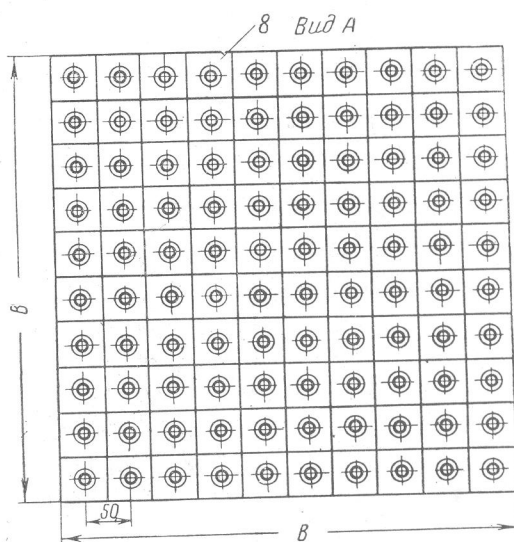
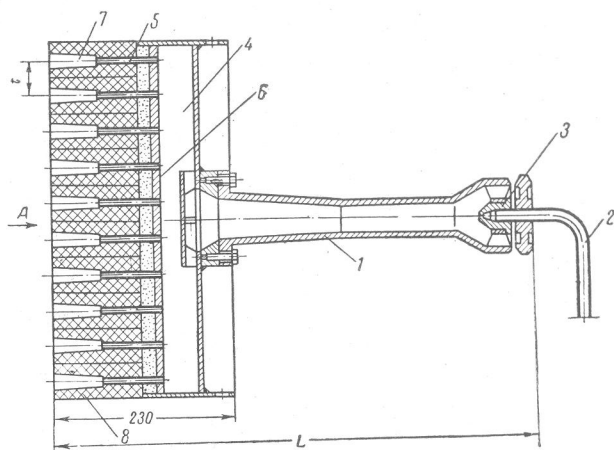


Рис. 9-11. Панельная горелка конструкции института Гипро-нефтемаш.

Таблица 9-1

**Характеристика и основные размеры панельных горелок
конструкции института Гипронефтемаш**

Шифр горелки	Теплопроиз- водительность горелки, <i>Мкал/ч</i>	Диаметр кратера, <i>мм</i>	Количе- ство тун- нелей	Основные размеры, <i>мм</i>		
				<i>t</i>	<i>L</i>	<i>B</i>
ГБП-35	35	6	100	50	740	500
ГБП-35	55		144			605
ГБП-85	85	8	100	50	740	500
ГБП-120	120		144			605
ГБП-140	140	10	100	35,7	945	500
ГБП-200	200		144			605
ГБП-280	280		196			500
ГБП-400	400		289			605
ГБП-530	530		365			500

в туннелях 7, представляющих собой полости в керамических деталях 8. Соотношение диаметра кратера (внутреннего диаметра трубки) и диаметра туннеля обеспечивает высокую устойчивость горения. Теплопроизводительность горелок поддается регулированию в преде-

лах +40 и —70% от номинала, указанного в табл. 9-1. Давление природного газа перед соплом горелок рекомендуется поддерживать в пределах от 0,1 до 0,5 ат (изб.). При сжигании нефтепромысловых и нефтезаводских газов эти пределы составляют от 0,5 до 2,5 ат (изб.).

Горелки ГБП предназначены для сжигания газа в печах нефтеперерабатывающей и химической промышленности.

На базе применения панельных горелок ГБП в институте Гипронефтемаш разработан ряд конструкций трубчатых печей, предназначенных для нагрева нефти, продуктов ее переработки, а также продуктов термического разложения угля, сланцев, торфа и других видов твердого топлива. В рабочем пространстве печей размещены змеевики, которые состояются из прямых труб длиной 6—18 м, соединенных между собою специальными муфтами. Панельные горелки устанавливаются в стенках печей таким образом, чтобы раскаленные огнеупоры облучали трубки змеевиков. Нагреваемые нефтепродукты прокачивают через змеевики одним или несколькими потоками.

Типовые трубчатые печи, оборудованные панельными горелками, разработаны институтом Гипронефтемаш на теплопроизводительность 6, 9, 12, 16 и 20 *Мкал/ч* и отличаются друг от друга в основном продольными размерами. Поперечный разрез печи ПБ-20 теплопроизводи-

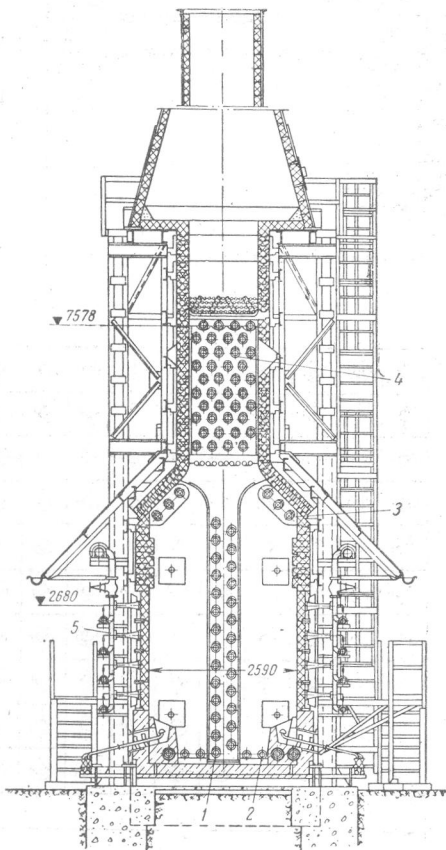


Рис. 9-12. Нефтезаводская печь, оборудованная панельными горелками.

тельностью 20 Мкал/ч представлен на рис. 9-12. Поверхности нагрева печи состоят из двухрядного экрана двухсветного излучения 1, подовых экранов 2, боковых экранов 3 и конвективного пучка 4. Панельные горелки 5, установленные в четыре яруса, облучают трубы экрана 1 с двух сторон по всей длине печи (20 м). Нефтепродукт движется по трубам конвективного пучка и затем поступает в трубы экранов, где происходит его нагрев до требуемой температуры (порядка 300—330°С). Горелки обеспечивают интенсивный и весьма равномерный нагрев экранов, вследствие чего удается повысить теплонапряжение поверхностей нагрева до 50 Мкал/м²·ч и выше без ущерба для качества нагреваемых продуктов. Тепловой к. п. д. печи составляет 80—82%. Таким образом, на базе использования панельных горелок удалось разработать и внедрить в промышленность печи, которые по сравнению с ранее применявшимися типовыми двускатными печами имеют меньшие габариты и меньшую тепловую инерцию, что облегчает регулирование и поддержание заданного технологического режима. Общий вес печи ПБ-20, отнесенный к 1 Мкал/ч переданного тепла, составляет менее 18 т, тогда как у типовой печи этот показатель превышает 40 т. Стоимость новых печей на 50% ниже, а к. п. д. на 15% выше, чем старых (двускатных). С 1959 г. в СССР построено более 150 печей с панельными горелками конструкции Гипронефтемаш. В настоящее время указанные печи успешно эксплуатируются на нефтеперерабатывающих заводах Москвы, Краснодара, Саратова, Туапсе, а также на ряде газобензиновых заводов и на установках комплексной подготовки нефти на промыслах. Коллектив научного и технического персонала, обеспечившего разработку и внедрение в промышленность описанных выше печей с панельными горелками, удостоен в 1961 г. Ленинской премии [Л. 138].

Панельные горелки ГБИ нашли применение также для целей вре-

менного газового отопления корпусов строящихся электростанций и других производственных помещений. На рис. 9-13 представлен газовый отопительный агрегат, разработанный ЦКБ Главэнергостроймеханизации. Агрегат состоит из двух панельных горелок 1, которые устанавливаются на металлическом столе 2. Розжиг горелок производится при помощи газового инъекционного запальника 3. Продукты горения, образующиеся при сжигании газа в панельных горелках, поступают в отопляемое помещение непосредственно. На расстоянии ~350 мм от излучающей поверхности горелок устанавливается металлическое ограждение, которое служит для того, чтобы предотвратить приближение персонала на недопустимое расстояние к разжигаемой или действующей горелке. Безопасное применение горелок для непосредственного отопления помещений допустимо лишь при строжайшем контроле за содержанием окиси углерода в помещении. В тех случаях, когда указанное содержание превышает предельно допустимую концентрацию СО в воздухе производственных помещений (0,02 мг/л), горелки следует немедленно выключать [Л. 139].

При проектировании многотуннельных горелок следует обращать особое внимание на равномерность распределения газо-воздушной смеси по туннелям. Неравномерная подача смеси может служить причиной того, что в отдельных туннелях будут происходить проскоки или отрыв пламени. По нашим наблюдениям, в одной семитуннельной горелке, устойчиво работавшей на городском газе, наблюдался вынос пламени и погасание его в отдельных туннелях при переводе горелки на низкокалорийный газ.

Замена крупнокалиберной однотуннельной горелки многотуннельной горелкой позволяет значительно уменьшить размеры смесителей и туннелей. Примером может служить восьмитуннельная инъекционная горелка ОГСД-1-117-00 конструкции Мосгазпроекта (рис. 9-14), рассчитанная на сжигание 110 м³/ч город-

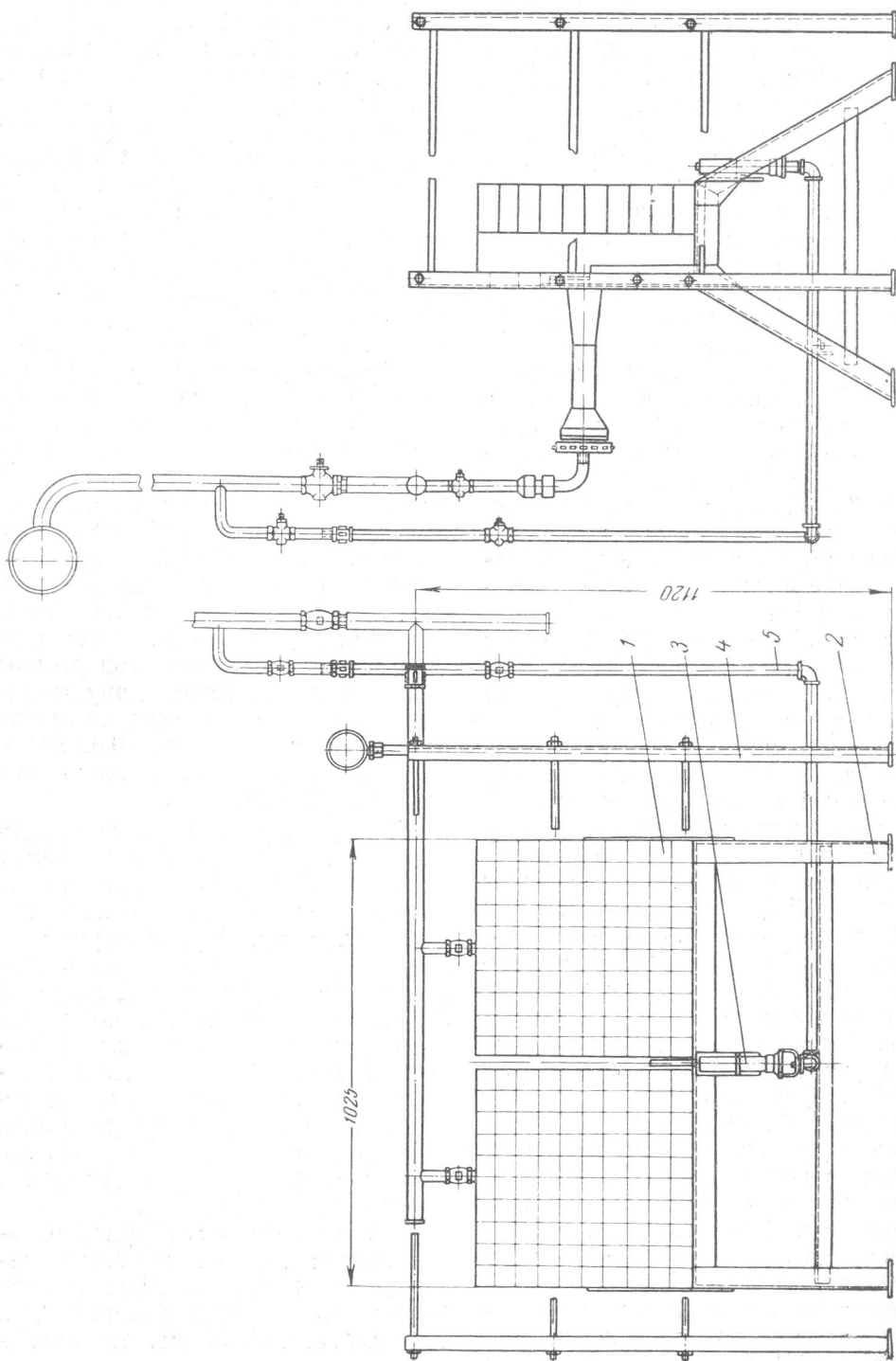


Рис. 9-13. Газовый отопительный агрегат конструкции ЦКБ Главэнергостроймеханизации.

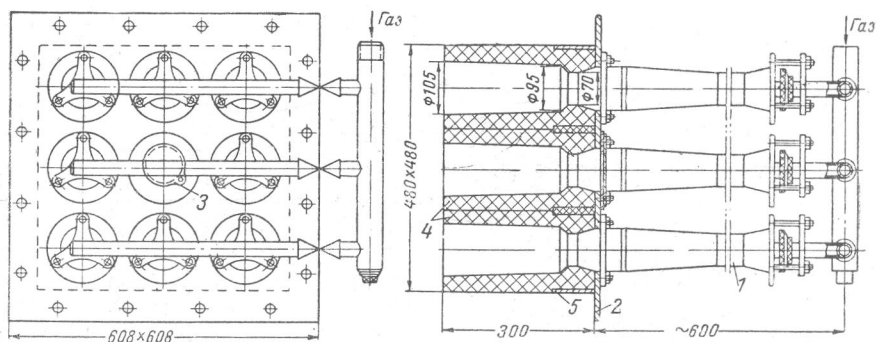


Рис. 9-14. Восьмитуннельная горелка конструкции института Мосгазпроект.

ского газа, имеющего теплоту сгорания 6000 ккал/м^3 и давление 3000 мм вод. ст. Чугунные смесители *1* монтируются на фронтальной плите *2* в три ряда (в верхнем и нижнем рядах — по три смесителя, а в среднем — два). В центре фронтальной плиты имеется отверстие *3* для зажигания горелок и наблюдения за их работой. Горение газозвушной смеси происходит в полостях огнеупорных деталей *4*, прикрепляемых к фронтальной плите при помощи специальной рамы *5* [Л. 59].

Смесители имеют в этой горелке длину около 600 мм , а туннели — около 300 мм . При той же производительности однотуннельная инжекционная горелка имеет смеситель длиной $1,6\text{—}2,1 \text{ м}$ и туннель длиной около $1,5 \text{ м}^*$.

Огнеупорные детали данной горелки находятся в тяжелых температурных условиях, так как размещены близко друг от друга. Практика показывает, что при изготовлении их из недостаточно качественного огнеупора они быстро растрескиваются и оплавляются.

Кроме того, горелки Мосгазпроекта типа ОГСД-1-117-00, а также сходные с ней по конструкции трехтуннельные горелки ГСД-13-00 и пятитуннельные ОГСД-78-00 обладают еще одним существенным недостатком. Стремясь сделать горелочную систему более компактной не только в продольном, но и в поперечном направлениях, конструк-

торы сократили диаметр туннеля до $D=95 \text{ мм}$ при диаметре кратера $d=65\div70 \text{ мм}$. Как показали опыты (рис. 4-10), столь узкие туннели ($D/d=1,5$) могут стабилизировать процесс горения в значительно меньшем интервале избытков воздуха, чем туннели обычной конфигурации ($D/d\approx 2,5$). Затруднения с розжигом при узких туннелях (отрыв пламени) наблюдались в тех случаях, когда содержание водорода в сжигаемом городском газе падало до $1\text{—}3\%$. Если же содержание водорода приближалось к 28% , устойчивость горения была удовлетворительной и розжиг осуществлялся сравнительно легко. По-видимому, с учетом этих обстоятельств, в новой конструкции шеституннельной горелки ГСД-240-00 Мосгазпроекта производительностью $216 \text{ м}^3/\text{ч}$ городского газа отношение D и d увеличено до $2,25$ [Л. 59].

Наряду с многотуннельными применяются также многоканальные горелки, в которых подача газозвушной смеси в туннель осуществляется через систему каналов малого диаметра, что позволяет уменьшить длину пламени, а следовательно, и укоротить туннель. Примером применения таких горелок может служить экспериментальный концентратор серной кислоты (рис. 9-15), разработанный и испытанный в ЭНИН автором под руководством М. Б. Равича. Газ (московский городской) смешивался с воздухом в смесителе *1*. Горение газозвушной смеси осуществлялось в коротком туннеле *2* при ее истечении из каналов огнеупорного блока *3*. Теп-

* О том, как меняется теплопередача от продуктов горения при переходе от односнопной горелки к многоснопной, было сказано в гл. 5.

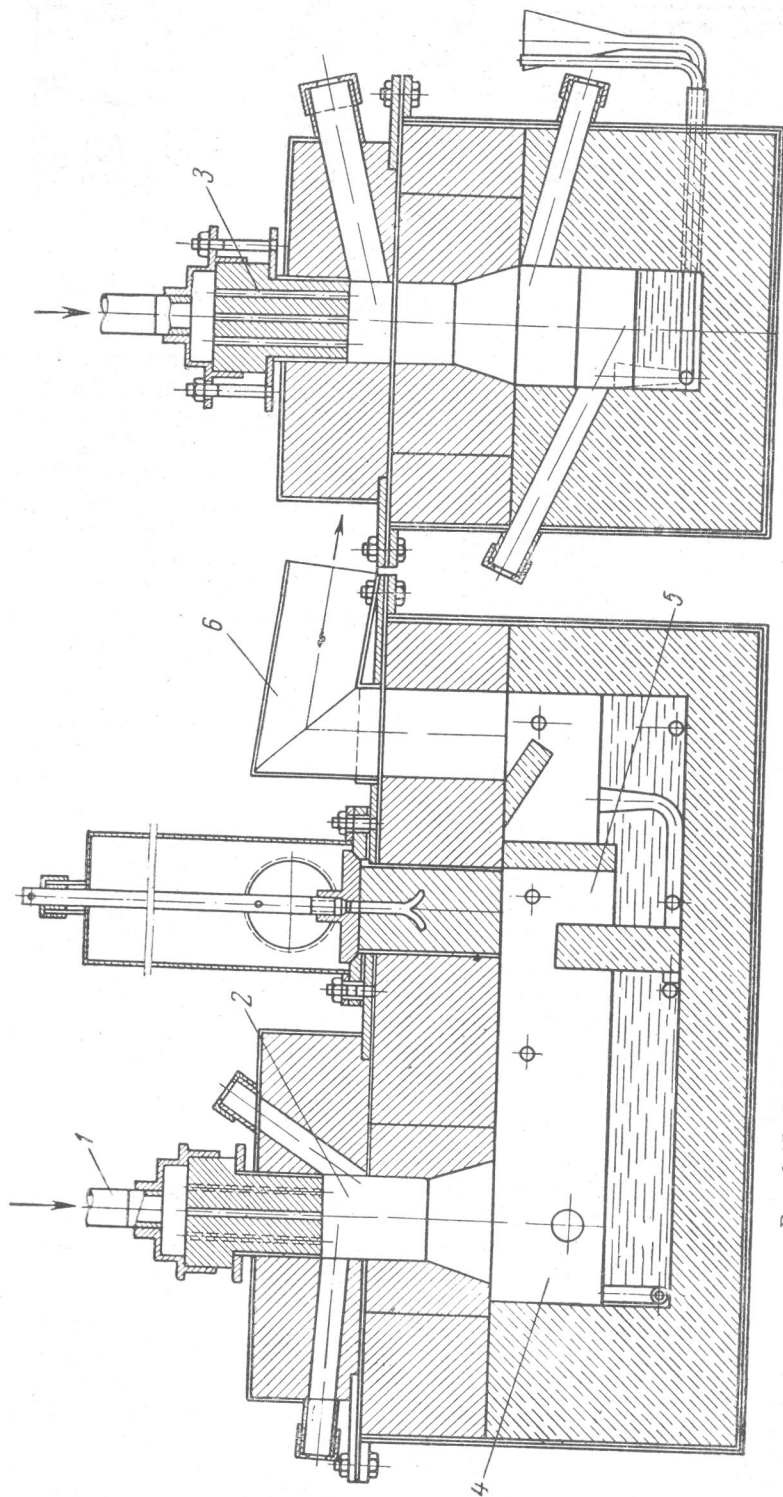


Рис. 9-15. Экспериментальный концентратор серной кислоты с многоканальной горелкой.

ловое напряжение туннельного объема было равно $18 \text{ Гкал/м}^3 \cdot \text{ч}$. Продукты полного горения по выходе из туннеля двигались вблизи у поверхности концентрируемой жидкости, находящейся на дне камеры 4. Затем продукты горения барботировали через слой той же жидкости в камере 5, после чего выбрасывались в атмосферу по трубе 6. Важно обратить внимание на то, что в этом аппарате передача тепла от продуктов горения к жидкости осуществлялась очень интенсивно, о чем свидетельствовало понижение температуры газов при барботаже от 1000 до $60\text{--}70^\circ\text{C}$ [Л. 140]. Такое сочетание интенсивного горения с интенсивной теплопередачей может применяться не только для концентрирования растворов [Л. 141], но и для нагрева воды.

Принцип непосредственного нагрева воды продуктами горения нашел применение для целей отопления и горячего водоснабжения жилых помещений, общественных зданий и коммунально-бытовых предприятий. На рис. 9-16 схематически показана одна из конструкций газового контактно-поверхностного водонагревателя ФНКВ-1 производительностью $1,0 \text{ Гкал/ч}$, разработанная в Академии коммунального хозяйства им. К. Д. Памфилова [Л. 142]. Смешение газа с воздухом, необходимым для горения, осуществляется в смесителе 1 горелки типа ИГК-120. Сжигание газоз-воздушной смеси происходит при ее истечении из пластинчато-стержневого стабилизатора 2. Поток раскаленных продуктов горения омывает под топки 3, на котором лежит дробленый огнеупорный кирпич 4. Из топки продукты горения поступают в контактную часть водонагревателя, где размещены основная насадка 5 высотой около 300 мм и дополнительная насадка 6 высотой около 100 мм , представляющая собой влагоуловитель. Охлажденные до температуры $20\text{--}40^\circ\text{C}$ газы отсасываются из аппарата через патрубок 7 при помощи вентилятора типа ЭВР-4.

Орошение основной насадки холодной водой в количестве около

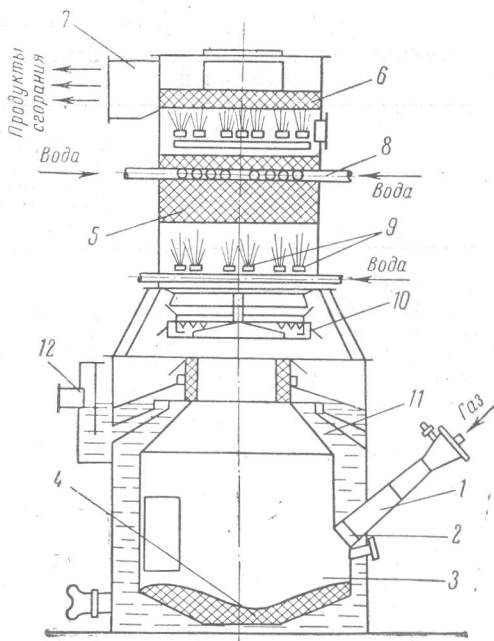


Рис. 9-16. Схема контактно-поверхностного водонагревателя, оборудованного горелками предварительного смешения.

$20 \text{ м}^3/\text{ч}$ осуществляется с двух сторон при помощи коллектора 8 и форсунок 9. Температура воды, сливающейся в надтопочный диск 10, не превышает температуру мокрого термометра. Догрев воды до температуры порядка $98\text{--}99^\circ\text{C}$ осуществляется в водяной рубашке 11, в которую заключена топка. Слив нагретой воды осуществляется через патрубок 12 в бак-аккумулятор (на рисунке не показан). Перекачивание воды из бака в водозаборную сеть производится при помощи специальных насосов. Коэффициент полезного действия котлов ФНКВ достигает в системах горячего водоснабжения $95\text{--}97\%$, причем расчет ведется на высшую теплоту сгорания, так как в этих котлах используется не только физическое тепло продуктов горения, но и скрытая теплота парообразования (вследствие конденсации H_2O , образующейся при сжигании свободного и связанного водорода).

Технико-экономические показатели котельной, оборудованной водонагревателями типа ФНКВ (по данным АКХ), представлены в табл. 9-2.

Таблица 9-2
Технико-экономические показатели
котельных

Показатели	Котельная с тремя котлами типа „Ото- питель-1“	Котельная с тремя водона- гревателя- ми типа ФНКВ-1
Тепловая мощность ко- тельной, Гкал/ч . . .	3,0	3,0
Площадь застройки ко- тельной, м ²	173,0	99,0
Общая стоимость соору- жения, тыс. руб. . . .	60,5	49,6
Удельная стоимость со- оружения, тыс. руб./Гкал	20,2	15,6
Металлоемкость котель- ной, т/Гкал	12,0	5,5
Стоимость получаемого тепла, руб/Гкал	3,4	3,0

Из рассмотрения таблицы видно, что котельная, оборудованная нагревателями, по всем показателям имеет преимущества по сравнению с котельной, имеющей ту же мощность, но оборудованной обычными котлами, в которых передача тепла осуществляется только через металлические поверхности нагрева.

Примененная в котле ФНКВ-1 конструкция инжекционной горелки типа ИГК (рис. 9-17) разработана Мосгазпроектом [Л. 59] и предназначена в основном для сжигания природного газа в топках котлов малой мощности (например, котлов типа ДКВ, ДКВР и др.). Природный (или городской) газ под давлением 1 000—6 000 мм вод. ст. поступает в смеситель через патрубок 1

и газовое сопло 2. При истечении из сопла со скоростью около 250 м/сек статическое давление газа падает ниже атмосферного. Разрежение, получаемое в результате такого преобразования статического напора газа в динамический, используется для того, чтобы подсосать в смеситель требуемое количество воздуха. При движении по конфузору 3 и цилиндрической камере 4 между потоками газа и воздуха происходит турбулентный массообмен, вследствие чего постепенно образуется поток однородной газо-воздушной смеси. В диффузоре 5 скорость и динамический напор смеси уменьшаются, вследствие чего увеличивается статический напор смеси, который может быть использован для преодоления встречающихся на пути местных сопротивлений (подробнее см. стр. 197). Воздухоприемная камера 6 оклеена изнутри войлоком, что позволяет ослабить шум, образующийся вследствие истечения газа с большой скоростью. Применение войлочного глушителя 7 позволяет снизить шум на 5—12 децибелл (по данным Мосгазпроекта). Горелка устанавливается таким образом, чтобы ее выходное сечение (кратер) находилось в одной плоскости с внутренней поверхностью топки. Горение газо-воздушной смеси начинается вблизи от кратера и заканчивается на длине 1,0—1,5 м (при коэффициенте воздуха $\alpha=1,05\div 1,10$). Проскок пламени в данный смеситель предотвращается при помощи пакета металлических пластинок 8 толщи-

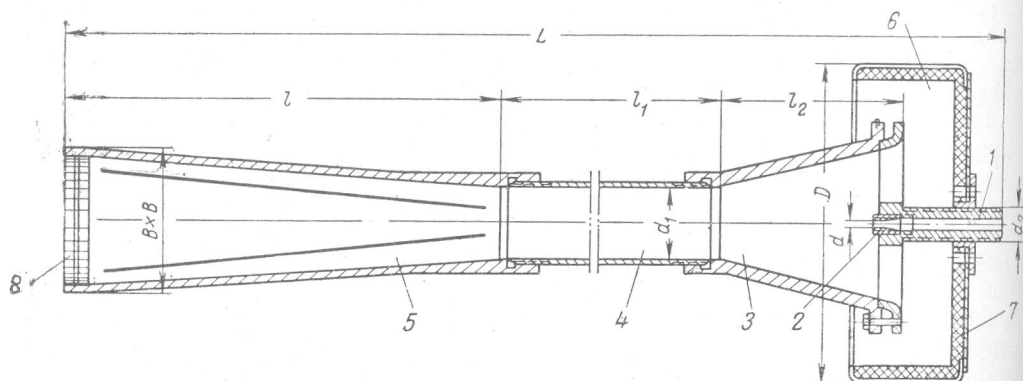


Рис. 9-17. Инжекционная горелка предварительного смешения типа ИГК конструкции Ф. Ф. Казанцева.

Инжекционные горелки Мосгазпроекта (конструкции Ф. Ф. Казанцева)

Тип горелки	Конфигурация смесителя	Расход природного газа, м³/ч (при давлении газа, мм вод. ст.)			Диаметр* сопла d при сжигании природного газа, мм	Полная длина, L , мм	Применение в топках котлов
		1 000	3 000	5 000			
ИГК-300	Прямая	144	255	232	9,0**	2 200	ДКВР-10
ИГК-250	"	76	133	172	13,2	2 424	ДКВР-4; ДКВР-6,5; Шухова — Берлина (А-2, А-3, А-5, А-7)
ИГК-170	"	55	88	123	10,8	2 130	—
ИГК-170	Угловая	38	65	91	9,4	1 559×1 189	—
ИГК-120	Прямая	37	64	83	9,0	1 763	ДКВР-2,5; НР (3) ч;
ИГК-120	Угловая	33	57	74	8,5	1 045×1 220	Шухова (пов. нагр. 35 м²) и др.
ИГК-60	Прямая	21,5	36,7	47,4	7,1	1 104	ММЗ 04/8;
ИГК-60	Угловая	21,5	36,7	47,4	7,1	930×670	ММЗ 07/8 и др.
ИГК-25	Прямая	8,2	14,6	18,2	4,3	768	—
ИГК-25	Угловая	8,2	14,6	18,2	4,3	574×558	—

* Значения диаметра газового сопла подлежат уточнению в зависимости от условий применения данных горелок.

** Горелка данного типоразмера имеет четыре газовых сопла (вместо одного, как у остальных).

ной 0,5 мм. Пластинки расположены на близком расстоянии друг от друга (около 1,5 мм). Находясь в потоке газо-воздушной смеси, пластины не только не накаляются сами, но и предотвращают проскок пламени даже в тех случаях, когда наблюдается значительное снижение скорости истечения смеси. Обгорания пластинок у выключенных горелок удается избежать охлаждением их потоком холодного воздуха, проникающего в топку через смесители (за счет тяги). Без такой обдувки пластины под действием тепла, излучаемого раскаленными огнеупорами топки, коробятся, вследствие чего расстояние между пластинами изменяется и они перестают противодействовать проскоку пламени. Отрыв пламени от кратера горелок типа ИГК предотвращается при помощи металлических крепежных стержней, на которые надеваются шайбы, имеющие наружный диаметр 9—10 мм. С момента розжига горелки за тыльной стороной этих стержней возникают рециркуляционные зоны продуктов горения. Теплотехнические характеристики 10 типоразмеров горелки ИГК (прямых и угловых) приведены в табл. 9-3.

3. Горелки со слоем дробленого огнеупорного материала, используемого для

уменьшения излучения тепла из пространства, где сгорает газо-воздушная смесь.

Примером устройства такого рода может служить горелка, схематически показанная на рис. 9-18.

Газо-воздушная смесь поступает из смесителя 1 в распределительную камеру 2 и затем пронизывает насадку, состоящую из дробленого огнеупора 3.

Розжиг горелки производится сверху. На поверхности насадки образуется большое количество мелких зон горения (факелов), которые постепенно накаляют близлежащие кусочки огнеупоров. По мере прогрева насадки пояс горения опускается и может даже проникнуть в распределительную камеру. Для того чтобы избежать такого нарушения устойчивости горения размер кусочков одного из промежуточных слоев насадки уменьшают. Такой «пережимной» слой 4 несколько уменьшает зазоры между кусочками огнеупора и затрудняет проникновение зоны горения в глубину насадки.

После того как зона горения стабилизировалась, в глубине насадки имеет место примерно такое распределение температур, как показано на правой части рис. 9-18. Проходя через нижние слои огнеупорной насадки, смесь прогревает-

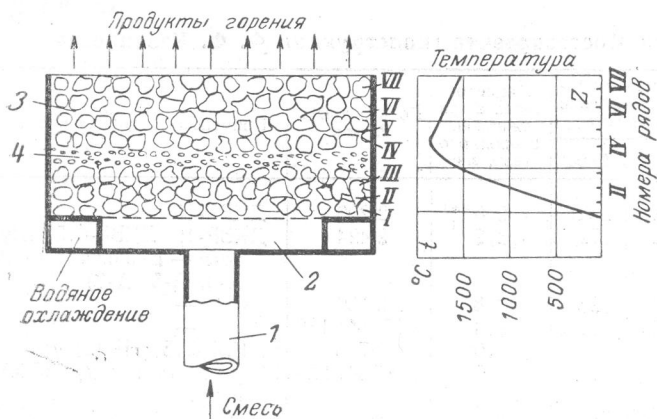


Рис. 9-18. Горелка со слоем дробленого огнеупорного материала.

ся и затем воспламеняется; сгорание происходит в слоях огнеупора, примыкающих к пережиму. Выше лежащие слои кускового огнеупора можно рассматривать как дырчатые экраны, которые пропускают через себя продукты горения и одновременно ослабляют передачу тепла лучеиспусканием из зоны горения в окружающее горелку пространство*. Тем самым создаются условия для того, чтобы в зоне горения температура имела максимальное значение, т. е. была бы близка к теоретической.

В отличие от радиационных горелок раскаленные твердые тела здесь не только не интенсифицируют отдачу тепла из зоны горения, а наоборот, увеличивают пирометрический коэффициент горелки. Причиной этого служит, во-первых, взаиморасположение раскаленных тел по отношению к нагреваемым холодным телам (или к окружающему пространству) и, во-вторых, соотношение лучеиспускающих свойств нагреваемых тел. Может играть роль также теплопроводность огнеупоров. Если, например, разместить огнеупорные стержни у выходного сечения работающей туннельной горелки, можно иногда

* Экран, установленный между плоскими поверхностями, уменьшает количество тепла, передаваемого от одной поверхности к другой, в 2 раза. Установка n экранов снижает количество передаваемого тепла в $(n+1)$ раз. (Подробнее см. [Л. 125].)

заметить, что сторона стержней, обращенная к туннелю и интенсивно воспринимающая лучистое тепло, сильно оплавляется, а сторона, обращенная в окружающее пространство, остается невредимой. Это показывает, что падение температуры в толще стержней велико вследствие их низкой теплопроводности.

Горелки, имеющие высокий пирометрический коэффициент, применяются главным об-

В качестве одного из примеров возможного использования дробленого огнеупора в высокотемпературном процессе может служить опытная газовая вагранка, испытанная Энергетическим институтом им. Г. М. Кржижановского (М. Б. Равич, В. А. Спейшер, В. И. Андреев и др.) совместно с институтом Оргавтопром (И. Б. Хазан, И. И. Фин-

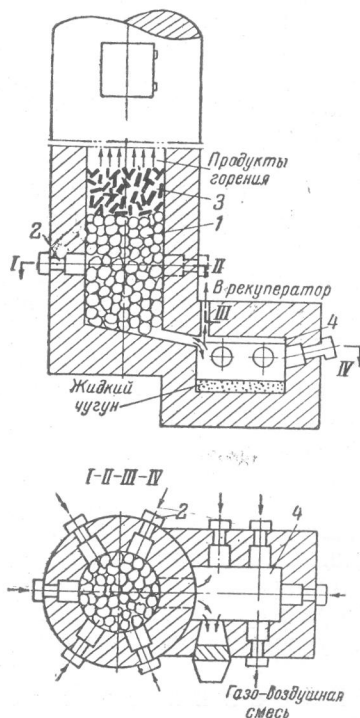


Рис. 9-19. Опытная газовая вагранка с огнеупорной насадкой.

гер и др.). Вагранка, схематически изображенная на рис. 9-19, предназначалась для получения высокоперегретого (до 1500°С) чугуна.

Высокотемпературный очаг создавался в так называемой холодной колоше 1, представлявшей собой насадку из кусков огнеупорного и вместе с тем шлакоустойчивого материала*. Нагрев холодной колоши осуществляется городским газом, сжигаемым в пяти туннельных горелках предварительного смешения 2. Эти горелки работали с весьма высоким пирометрическим коэффициентом, так как над ними находилось несколько слоев огнеупоров, которые отгораживали зону горелочного пояса от слоя шихты 3, набрасываемой на холодную колошу. Продукты горения пронизывали холодную колошу и слой шихты, после чего удалялись в атмосферу.

В этих условиях шихта быстро плавилась и жидкий чугун постепенно стекал по кускам огнеупора на дно копыльника 4. Копыльник был оборудован четырьмя горелками предварительного смешения и рекуператором для подогрева воздуха, поступающего в горелки, за счет тепла уходящих газов.

При прохождении через раскаленную холодную колошу и пребывании в копыльнике температура жидкого металла возрастала до 1500—1520°С (при условии подогрева газо-воздушной смеси, сжигаемой в горелках копыльников до 400°С). При выборе высоты холодной колоши следует иметь в виду, что она не только улучшает условия теплообмена, но и увеличивает угар металла и его газонасыщенность.

Куски огнеупорного материала в копыльник не закладывались, так как здесь они лишь затрудняли бы прямую отдачу тепла расплавленному металлу.

Описанная вагранка могла работать и без копыльника, но температура выплаваемого чугуна в этом случае получалась ниже, так

как расплавленный металл успевал охладиться в нижней необогреваемой части насадки. Для получения чугуна, имевшего температуру 1390—1410°С, требовалось правильно подобрать высоту «горновой» части вагранки, т. е. расстояние от подины до горелочного пояса, так как недостаточная высота в этом случае ограничивает объем скапливаемого металла, а слишком большая приводит к снижению температуры выплаваемого металла.

Разработка конструктивно-технологических вариантов применения природного газа для плавки чугуна в вагранках, основанная на изучении многочисленных попыток решения этого вопроса, продолжается до настоящего времени. На ряде предприятий Харькова, Ростова и других городов в вагранках производительностью от 1,5 до 7 т/ч успешно осуществлена частичная замена кокса природным газом. Туннели газовых горелок рекомендуются размещать в этом случае над фурменным поясом, но ниже уровня коксовой колоши [Л. 143]. Применение коксогозовых вагранок позволяет удешевить плавильный процесс при очень небольших капиталовложениях, но не решает вопроса повышения температуры выплаваемого чугуна. Чисто газовые вагранки производительностью до 10 т/ч успешно эксплуатируются на ряде бакинских заводов. Однако широкое распространение чисто газовых вагранок (особенно высокотемпературных) сдерживается жесткостью требований, предъявляемых к огне- и шлакоупорности футеровки и силикатной колоши, а также трудностями перегрева расплавленного металла, поверхность которого покрыта малотеплопроводным жидким шлаком. В связи с этим газовую плавку некоторых сортов чугуна (например, используемых для тонкостенного и качественного литья) приходится комбинировать с электрическим перегревом. Применительно к этим случаям возникают предложения об осуществлении плавки металла в сравнительно простой печи на дешевом топливе

* В качестве такового использовался дробленый магнезитовый кирпич или отходы алюмотермического производства.

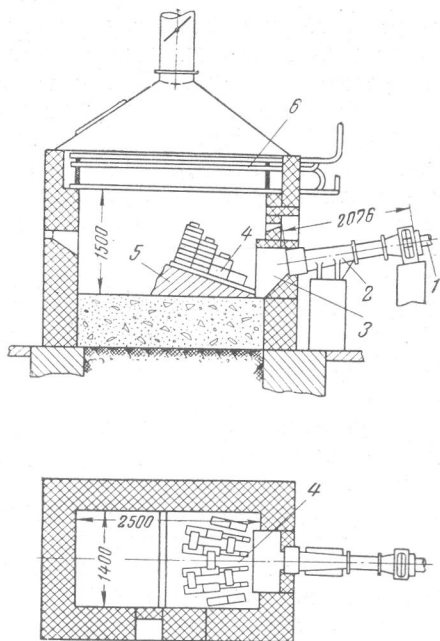


Рис. 9-20. Горелка с укороченным туннелем.

(природный газ) с перегревом металла в индукционной печи промышленной частоты [Л. 144].

4. Промежуточные типы горелок. Рассмотрим горелки, которые занимают промежуточное положение между первой и второй группами, к числу которых относятся горелки с укороченным туннелем. Струя газозвоздушной смеси, выходящая из короткого туннеля, пикируется на кучу кусков огнеупора или на свод печи, вблизи от которых происходит догорание газов, не успевших прореагировать в туннеле. Огнеупорные материалы, вблизи от которых догорает газозвоздушная смесь, располагают так, чтобы они могли облучать поверхность нагрева.

Одна из горелок предварительного смешения с укороченным туннелем была испытана Южным отделением ОРГРЭС совместно с Энергетическим институтом имени Г. М. Кржижановского [Л. 145]. Чертеж горелки представлен на рис. 9-20. Природный газ среднего давления подается в горелку через патрубок 1. Воздух, необходимый для горения, инжектируется из атмосферы и смешивается с газом в

смесителе 2. Зажигание газозвоздушной смеси происходит в коротком туннеле 3. Поток горящей смеси направляется на систему огнеупорных перегородок 4, уложенных веером на наклонной панели 5. Процесс горения завершается в каналах, образованных огнеупорными перегородками при условии, что избыток воздуха равен 10—12% (или немного больше).

Продукты горения пропускаются через межтрубное пространство, образуемое тремя горизонтальными охлаждаемыми водой змеевиками 6, причем между первым и вторым (считая снизу) змеевиками иногда закладывается насадка в виде одного ряда шамотных кирпичей, положенных ребром на некотором расстоянии друг от друга.

При сжигании 130—160 м³/ч природного газа тепловое напряжение поверхности нижнего змеевика доходит (при наличии насадки) до 110—133 тыс. ккал/м²·ч. Среднее по трем змеевикам напряжение достигает 60—65 тыс. ккал/м²·ч. При наличии насадки оно на 20—30% выше, чем без насадки.

Из графика, приведенного на рис. 9-21, видно, что в горелке с укороченным туннелем (длина туннеля 500 и 200 мм) и с огнеупорными перегородками при расходах газа выше 120 м³/ч и примерно одинаковых избытках воздуха имеет место менее высокий накал огнеупоров (кривые 1 и 2) по сравнению с

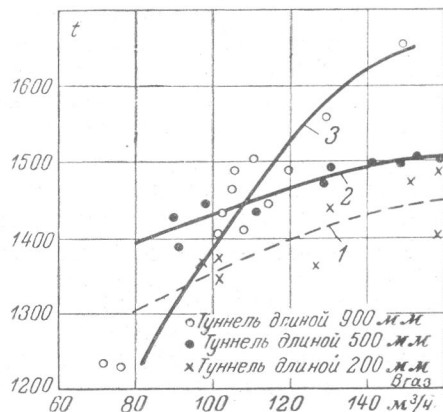


Рис. 9-21. Изменение максимальной температуры в топке в зависимости от длины туннеля.

горелкой обычного туннельного типа (длина туннеля 900 мм), в которой температура стенок туннеля поднимается до 1650°С (кривая 3). Это приводит к оплавлению стенок туннеля, тогда как перегородки, выполняющиеся из того же шамотного кирпича, остаются невредимыми. Очевидно, передача тепла излучением от огнеупоров к змеевикам во втором случае более интенсивна и равномерна, чем в первом.

Наряду с рассмотренными существуют горелки, которые занимают промежуточное положение между второй и третьей группами. В этих горелках газо-воздушная смесь сгорает в туннеле, внутри которого размещены огнеупорные перегородки или насадки.

По такому принципу построены, в частности, горелки (рис. 9-22), разработанные во Всесоюзном научно-исследовательском институте металлургической теплотехники (ВНИИМТ) А. В. Арсеевым для сжигания доменного газа [Л. 61].

В горелках ВНИИМТ газо-воздушная смесь поступает из смесителя 1 в форкамеру 2 туннеля через водоохлаждаемую фурму 3. Живое сечение фурмы делается меньше сечения смесителя (на чертеже не показано) для того, чтобы по возможности выравнивать поле скоростей.

Предполагалось, что газо-воздушная смесь будет зажигаться при соприкосновении с раскаленными

перегородками 4 и процесс горения будет стабилизироваться в пространстве 5 между этими перегородками [Л. 61]. В действительности, как указывает А. В. Арсеев, газо-воздушная смесь воспламеняется у стенок форкамеры 2 и горение идет неровным фронтом, распространяясь беспорядочными струйками и клубами.

Анализ кривых выгорания показывает, что в форкамере сгорает 50—55% газа, остальная часть газа интенсивно выгорает в начале каналов; в конце же каналов происходит догорание остатков.

Влияние материалов туннелей на полноту сгорания не было установлено. В туннелях, выложенных из шамотных и дунитовых кирпичей, при прочих равных условиях горение было одинаково полным [Л. 61].

Исходя из соображений использования части динамического напора газо-воздушного потока, проходящего фурму, последняя выполняется в виде диффузора с углом раскрытия около 20°. Нижняя часть форкамеры выкладывается в виде прямоугольного раструба с промазкой углов. Верхняя часть форкамеры состоит из ряда полуколец и арок, внутренние поверхности которых подтесаны по опалубке.

Такая конфигурация фурмы и форкамеры дает возможность уменьшить сопротивление горелки и потребное давление газа, но ухуд-

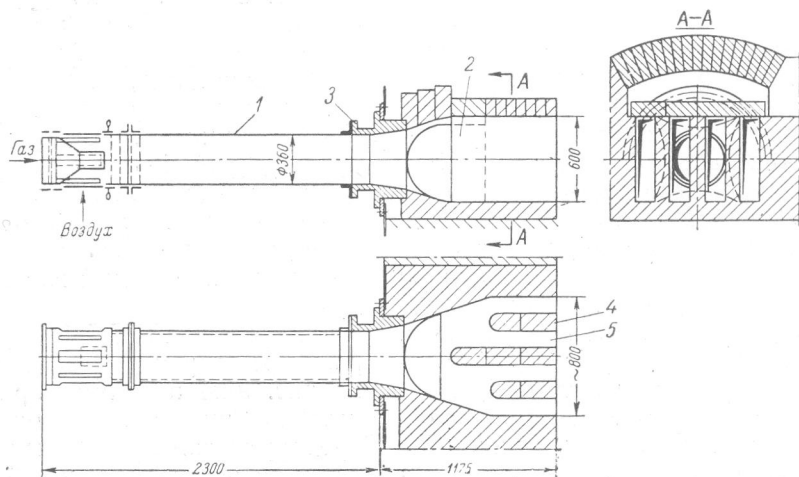


Рис. 9-22. Горелка с огнеупорными перегородками в туннеле производительностью 3000 м³/ч доменного газа конструкции ВНИИМТ.

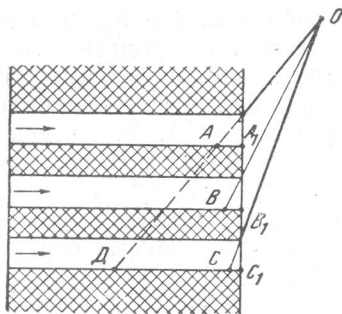


Рис. 9-23. Влияние перегородок на излучение стенок туннеля.

шает условия рециркуляции продуктов горения к корню газо-воздушной струи по сравнению с обычными туннелями, построенными по принципу «внезапного расширения». Опыт показывает, что в конических туннелях с малым углом раскрытия (около 8°) стабилизация горения затруднительна [Л. 146], так как в этих туннелях нет вихревых зон. В конических туннелях с углом раскрытия около 20° циркуляция продуктов горения может иметь место, но, несомненно, в меньшей степени, чем в туннелях с внезапным расширением.

Вероятно, поэтому устойчивость горения обеспечивается в данных горелках только при тепловых напряжениях сечения туннелей до 15 млн. $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ [Л. 61], что, впрочем, удовлетворяет потребителей, которые не располагают давлением доменного газа выше 400 мм вод. ст. и не имеют возможности выходить за пределы указанных тепловых напряжений.

В туннелях, построенных по принципу внезапного расширения, возможна работа с гораздо большими форсировками (порядка 30 млн. $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ при сжигании газа подземной газификации и порядка 100 млн. $\text{ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$ при сжигании природного газа) [Л. 58].

Рассмотрим теперь вопрос о том, как влияют огнеупорные перегородки туннеля на теплоотдачу излучением (рис. 9-23). Приближенно можно считать, что излучение стенок туннеля на любую точку холодного тела (например, на точку O) пропорционально в случае отсут-

ствия перегородок отрезку DC_1 , а при наличии перегородок — сумме отрезков $(AA_1 + BB_1 + CC_1)$.

Отношение $\frac{AA_1 + BB_1 + CC_1}{DC_1}$ тем мень-

ше единицы, чем больше число каналов. С увеличением числа перегородок уменьшается часть туннеля, которая «видит» точку O. Следовательно, с увеличением отношения длины канала к его ширине лучеиспускание стенок туннеля на холодные поверхности снижается, а накал стенок становится более интенсивным.

Производительность горелок предварительного смешения, устанавливаемых в топках паровых котлов, была доведена ВНИИМТ до 10 000 $\text{м}^3/\text{ч}$ доменного газа.

Чертеж горелки ВНИИМТ на указанную производительность представлен на рис. 9-24. Доменный газ и воздух поступают под некоторым давлением в смеситель 1, имеющий прямоугольное сечение. Газо-воздушная смесь поступает в туннель 2 через фурму 3, снабженную для уменьшения опасности проскоков десятью вертикальными перегородками 4. Эти перегородки охлаждаются проточной водой и со стороны туннеля защищены от излучения огнеупорными деталями 5. Туннель перегороден огнеупорными кирпичами 6, размещенными в два яруса. Таким образом, горение газозавоздушной смеси происходит в основном на выходе из фурмы 3 и в 20 каналах, образованных огнеупорными перегородками.

По данным А. В. Арсеева, наладочные испытания и последующая эксплуатация горелок этой конструкции, установленных в топке парового котла СМ-16/22, показали, что горелки обеспечивают полное сжигание доменного газа в пределах топки при малых избытках воздуха.

Попытка ВНИИМТ увеличить размеры горелки, представленной на рис. 9-24 и таким образом создать надежно работающую горелку предварительного смешения производительностью свыше 10 000 $\text{м}^3/\text{ч}$ не увенчалась успехом. В созданной ВНИИМТ горелке предвари-

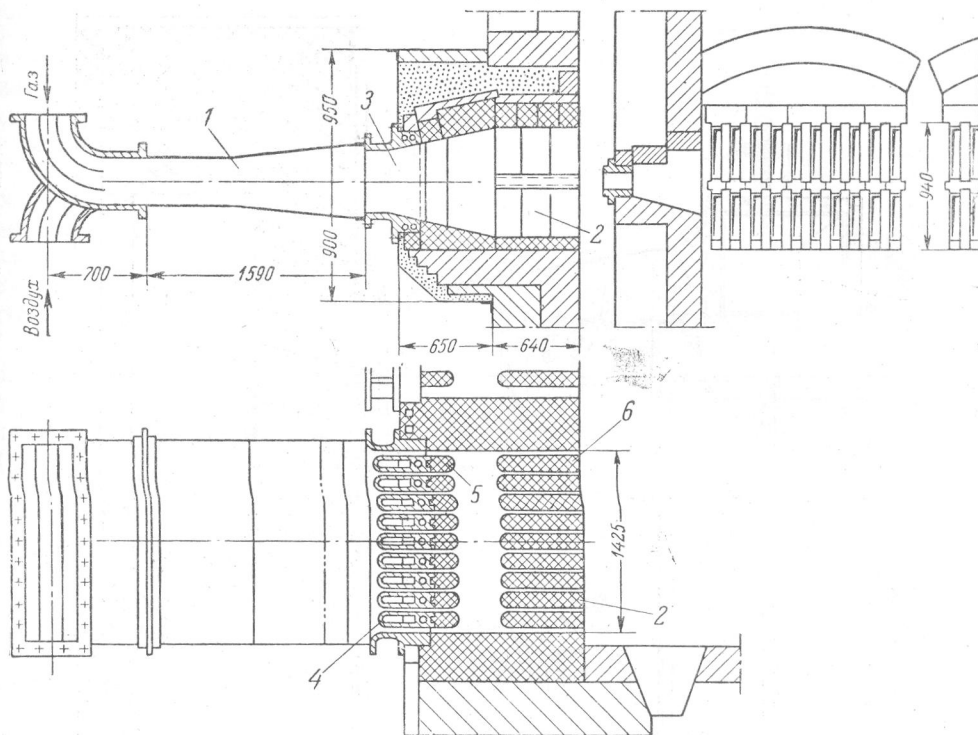


Рис. 9-24. Горелка предварительного смешения производительностью до $10\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ доменного газа конструкции ВНИИМТ.

тельного смешения производительностью около $15\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ иногда имели место проскоки зоны горения в смеситель, вследствие чего горелку приходилось выключать и разжигать снова. Это обстоятельство привело А. В. Арсеева к решению запроектировать горелку производительностью $15\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ лишь с частичным смешением газа с воздухом, т. е. фактически без полноценного предварительного смешения. Эта горелка описана в предыдущей главе (стр. 143).

Увеличение единичной мощности горелки предварительного смешения было достигнуто в конструкции, разработанной ЭНИН совместно с МОЦКТИ [Л. 36] путем сочетания следующих принципов: а) интенсификации процесса смешения газа с воздухом; б) максимального укорочения факела пламени.

В целях реализации первого принципа был использован способ многоструйной подачи газа в закрученный поток воздуха. Один из вариантов смесителя горелки ЭНИН — МОЦКТИ, предназначен-

ной для сжигания $17\,000\text{ м}^3/\text{ч}$ низкокалорийного газа, показан на рис. 9-25. Газ подается в смеситель через отверстие в боковой стенке сопла, представляющего собой трубу 1 с торцом, заглушенным конической крышкой 2. Воздух поступает на смешение тангенциально через патрубок 3. Смесеобразование начинается в конфузурной части 4 смесителя, где газовые струи пронизывают закрученный поток воздуха, и продолжается в полости водоохлаждаемого цилиндра 5, т. е. на участке (длиною L_c) между торцом сопла и кратером смесителя.

Для максимальной интенсификации смешения больших количеств газа и воздуха в сравнительно малогабаритном смесительном устройстве ставились следующие задачи: 1) распределить газовые струи в сносящем потоке воздуха таким образом, чтобы обеспечить, пользуясь расчетной методикой Ю. В. Иванова (см. гл. X), максимальную поверхность контакта с воздухом; 2) выбрать длину зоны смешения L_c таким образом, чтобы обеспечить до-

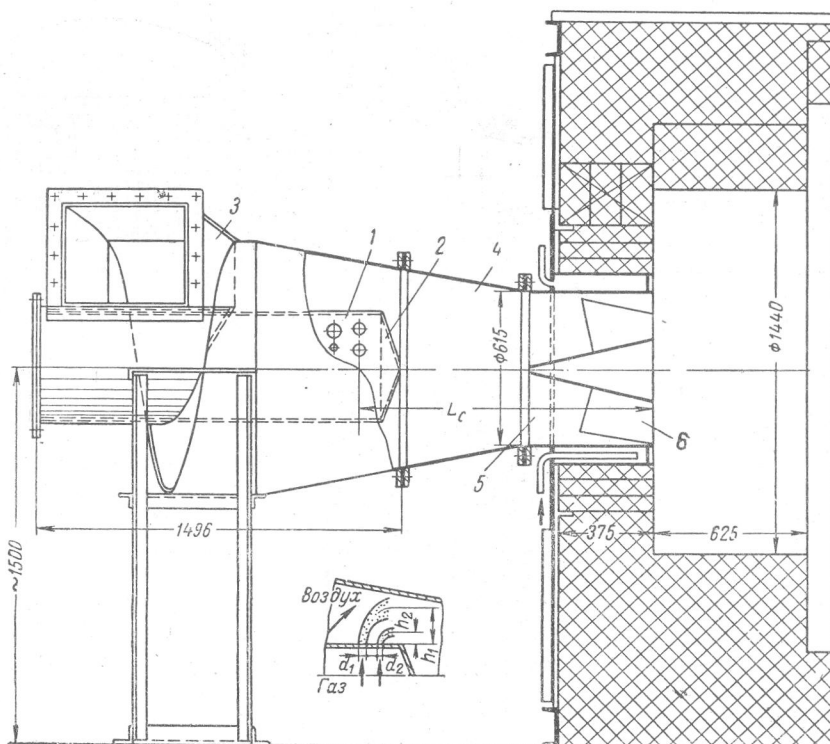


Рис. 9-25. Горелка для сжигания низкокалорийного газа производительностью 17 000 м³/ч конструкции ЭНИН-МОЦКТИ.

статочную высокую полноту начального смесеобразования, не допустив в то же время чрезмерного удлинения смесителя.

Первая задача решалась следующим образом. Отверстия, через которые осуществлялась подача газа из сопла в смеситель, были выполнены различных диаметров. Струи большого диаметра d_1 имеют повышенную дальность h_1 , что способствует проникновению газа в периферийную часть воздушного потока, а более тонкие струи (с начальным диаметром d_2) заполняют ту часть воздушного потока, которая прилегает к газовому соплу (рис. 9-25). Шаг между отверстиями выбирался в соответствии с расчетной методикой Ю. В. Иванова таким образом, чтобы не допустить преждевременного слияния струй в сплошной газовый поток.

Вторая задача решалась экспериментальным путем, так как расстояние L_c расчетом не определяется. Вначале величина L_c была принята равной $1,8 D_c$, где D_c — диаметр кратера. Качество смешения

было проверено затем при выборе проб в различных точках кратера (в трех местах на каждой лопасти). Анализ проб показал, что в большинстве точек значения коэффициента избытка воздуха не выходят за пределы от 0,79 до 1,34. Таким образом было установлено, что смеситель нуждается лишь в некотором улучшении работы, чего впоследствии удалось добиться путем увеличения шага между отверстиями в газовом сопле.

Значительно позже в литературе были опубликованы опытные данные [Л. 147, 75], подтверждающие возможность получения приемлемого процента начального смесеобразования при сравнительно небольших относительных значениях L_c/D_c порядка 0,65—2,0.

Интенсификация процесса горения полученной в смесителе рассматриваемой горелки газо-воздушной смеси (холодной или предварительно подогретой) достигается применением метода двустороннего зажигания (см. стр. 50).

Центральная стабилизация пламени достигается при помощи конусообразного шестилопастного стабилизатора 6 (рис. 9-25), устанавливаемого в полости цилиндра 5. Периферийная стабилизация горения обеспечивается внезапным расширением потока при истечении смеси из кратера ($D_k=615$ мм) в укороченный огнеупорный туннель 8 ($D_T=1440$ мм).

Исследование опытного образца данной горелки, изготовленной в натуральную величину, было проведено на экспериментальном стенде (рис. 9-26), запроектированном МОЦКТИ. В исследуемой горелке была предусмотрена возможность быстрой смены сопла и стабилизатора в тех случаях, когда возникала необходимость варьировать конструктивные особенности этих элементов. Топочная камера стенда представляла собой металлический кожух, футерованный изнутри огнеупорным кирпичом. Габариты камеры соответствовали $1/16$ части неэкранированной топки парового котла паропроизводительностью 230 т/ч. Для снятия концентрационных и температурных полей в кожухе были предусмотрены лючки I—XXII, при помощи которых в полости камеры на различном расстоянии от горелки устанавливались многоканальные водоохлаждаемые газозаборные трубы и термодары.

Низкокалорийный газ подземной газификации подавался в горелку непосредственно из-под земли без предварительной осушки и очистки. Состав газа во время отдельных опытов не испытывал значительных колебаний, но от опыта к опыту он изменялся в следующих пределах (в процентах по объему): $H_2=9,0 \div 17,7$; $CO=4,7 \div 6,7$; $CH_4=0,9 \div 2,4$; $H_2S=0,9 \div 2,4$; $C_nH_m=0,1 \div 0,2$; $O_2=0,7 \div 1,3$; $CO_2=17,5 \div 19,6$; $N_2=53,1 \div 66,9$. Теплота сгорания газа (низшая) изменялась в пределах от 650 до 900 ккал/м³, временами снижаясь до 430 ккал/м³. Холодный воздух нагнетался в горелку вентилятором ВВД.

Концентрационные поля факела определялись путем анализа проб продуктов горения на аппарате

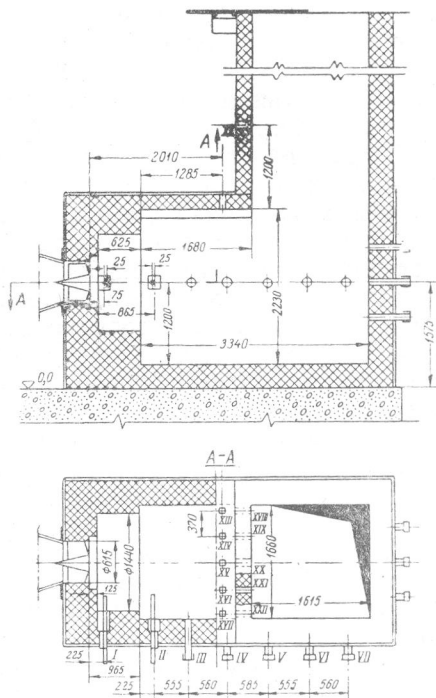


Рис. 9-26. Экспериментальный стенд для исследования горелок большой мощности.

ВТИ-2 с проверочным анализом на содержание H_2 и CH_4 при помощи переносного электрического газоанализатора типа ПГФ-11. Снятые поля позволили установить, что в непосредственной близости от кратера горелки наблюдается значительная неравномерность состава как по степени выгорания, так и по избыткам воздуха. Однако уже на расстоянии около 1 м от кратера концентрационные кривые имеют в различных точках сечения гораздо более ровный характер, а на расстоянии 1,5 м имеет место практически полное горение при значениях коэффициента избытка воздуха 1,06—1,10. Объемное теплосодержание зоны горения составляло около 5 млн. ккал/м³ · ч.

В процессе испытаний было выявлено, что горелки ЭНИН—МОЦКТИ обладают повышенной стабилизационной способностью. Устойчивое (без отрыва пламени) горение газа подземной газификации указанного выше состава, не подвергавшегося осушке и содержащего туманообразную влагу, наблюдалось не только при оптимальных избытках воз-

духа ($\alpha = 1,06 \div 1,10$), но и при преднамеренно увеличенных значениях α , доведенных до 1,4—1,5. Только при значительном увеличении содержания балласта в газе ($Q_H \approx 450 \text{ ккал/м}^3$) устойчивость зажигания начинала снижаться, горелочный туннель и топка темнели. Эти наблюдения позволили сделать заключение о том, что, применяя начальный подогрев смеси, можно обеспечить устойчивое горение еще более бедных газов, основным горючим компонентом которых является водород.

Результаты указанных опытов были использованы для решения вопроса сжигания больших количеств многих сильно забалластированных газов, таких как экспанзерные газы аммиачного производства или отбросные газы сажевого производства.

Специфика сажевого производства заключается в том, что технологический процесс получения основных видов сажи (форсуночной, ламповой и др.) связан с образованием больших количеств отбросных газов, которые представляют собой фактически парогазовую смесь, имеющую температуру 180—200°С и состав (в процентах по объему): $H_2 = 7 \div 8$; $CO = 6 \div 7$; $CH_4 = 0,5 \div 0,7$; $O_2 = 2 \div 3$; $CO_2 \approx 2$; $N_2 \approx 40$ и $H_2O \approx 40$. Такая смесь содержит мелкодисперсную остаточную сажу (до 1,5—2 г/м³) и имеет теплоту сгорания 400—500 ккал/м³.

В 1957—1958 гг. работниками Промэнерго и Ярославского сажевого завода был разработан способ использования отбросных сажевых газов, который заключался в их охлаждении ниже точки росы в пенных аппаратах с последующим сжиганием в топках паровых котлов [Л. 148]. Удаление из состава газа водяных паров увеличивает его теплоту сгорания примерно до 700 ккал/м³ и облегчает сжигание. Однако мокрая очистка газа затруднена образованием больших количеств сточных вод, содержащих мелкодисперсную сажу и другие трудно обезвреживаемые вещества.

Учитывая эти обстоятельства, ЭНИН (В. А. Спейшер, О. В. Шимановский) совместно с Кудиновским сажевым заводом (Б. С. Боршев, И. И. Кожевников и др.) предложил другой, более эффективный метод использования сажевых газов. Сущность метода состоит в том, что, пройдя сухую очистку в электрофильтрах и циклонах, отбросные газы поступают при температуре 180—200°С в горелку конструкции ЭНИН—МОЦКТИ, где обеспечивается их устойчивое и высокоинтенсивное сжигание [Л. 36].

Испытание указанной горелки (рис. 9-25) было проведено на стенде и непосредственно в топках жаротрубных котлов Кудиновского сажевого завода. Отбор продуктов горения производился водоохлаждаемыми многоканальными газозаборными трубками на различных расстояниях от кратера горелки. Анализ отобранных в пипетки Зегера проб производился на содержание CO_2 и O_2 при помощи химического газоанализатора ВТИ-2, а на содержание CO , H_2 и CH_4 — при помощи хроматографа, отградуированного на контрольных смесях.

Развитие процесса горения отбросного газа в горелке предварительного смешения конструкции ЭНИН—МОЦКТИ можно проследить по концентрационным кривым (рис. 9-27), снятым во время одного из опытов. Опыт проводился при следующих условиях: количество сжигаемого отбросного газа — около 8 000 м³/ч; его теплота сгорания 400 ккал/м³, температура при поступлении в горелку 150—180°С; температура воздуха ~20°С. Тепловая производительность горелки с учетом физического тепла газа была равна ~4 млн. ккал/ч.

Графики *а*, *б* и *в* на рис. 9-27 относятся к сечениям топки, совпадающим с осью абсцисс, на которой отмечены точки отбора проб продуктов горения при помощи газозаборной трубки. По оси ординат отложены локальные значения потери от химического недожога q_3 и коэффициента избытка воздуха α .

Как видно из графика *а*, кривая *I* в сечении первого лючка имеет

специфичную для двухфронтного воспламенения резкую неравномерность. За коническим стабилизатором существует центральная зона рециркуляции и поэтому здесь происходит практически полное горение. В противоположность этому на удалении 200—300 мм от оси горелки имеет место химический недожог до 45%, который свидетельствует о том, что в этих местах локализуется ядро факела (область невоспламененной газо-воздушной смеси). Ближе к стенкам туннеля, где существует периферийная зона рециркуляции продуктов горения, снова регистрируется падение химического недожога практически до нуля. Кривая II дает представление о том, что в сечении первого лючка имеет место недостаточная равномерность концентрации кислорода.

График б характеризует состояние, зафиксированное путем анализа проб продуктов горения, отобранных из четвертого лючка (930 мм от кратера). В этом сечении кривая выгорания (линия III) имеет достаточно ровный характер. Значения q_3 не превышают 3—6%, что характерно для зоны догорания. Кривая избытков воздуха (линия IV) также имеет более ровный характер, причем коэффициент α в среднем имеет значение, близкое к 1,08.

График в дает представление о том, что в пятом лючке (1230 мм от кратера) практически не имеется продуктов неполного горения. Повышенное содержание кислорода около стенок связано, по-видимому, с небольшим присосом воздуха из атмосферы.

Анализ кривых, приведенных на рис. 9-27, показывает, что догорание отбросного газа происходит в промежутке между четвертым и пятым сечениями топки. Это означает, что процесс горения протекает с объемным теплонапряжением порядка $3 \cdot 10^6$ ккал/м³·ч. Указанные Q/V для медленно горящего сильно забалластированного газа, сжигаемого в горелке с малогабаритным смесителем, считается высоким.

Испытания горелок ЭНИН—МОЦКТИ при повышенных форси-

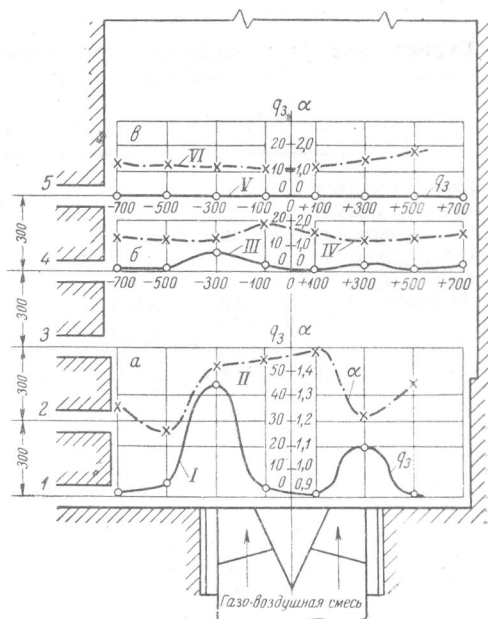


Рис. 9-27. Концентрационные поля при сжигании отбросного сажевого газа в горелке ЭНИН-МОЦКТИ.

а — на расстоянии 30 мм от кратера; б — на расстоянии 930 мм от кратера; в — на расстоянии 1230 мм от кратера; 1—5 — места отбора проб.

ровках были проведены не в топках котлов, а на специальном стенде. В этих опытах единичная производительность горелки (рис. 9-25) была доведена до 25 000 м³/ч, причем требуемое давление перед горелкой воздуха и отбросного газа, имевшего теплоту сгорания 330—450 ккал/м³, не превышало ~120 мм вод. ст. [Л. 45].

Принцип двустороннего зажигания использован также для увеличения единичной производительности и диапазона регулирования инжекционных горелок полного предварительного смешения, предназначенных для сжигания природного газа.

На Московском автомобильном заводе имени И. А. Лихачева (ЗИЛ) разработано несколько типоразмеров таких горелок (табл. 9-4); конструктивное оформление их показано на рис. 9-28. Горелка присоединяется к городской сети среднего давления и газ поступает в распределительную коробку 1. Воздух, необходимый для горения, инжектируется природным газом при его истечении из семи сопел 2,

Характеристика горелок предварительного смешения со стабилизирующим конусом

Показатели	Типоразмер горелки				
	ТЛМ-210	ТЛБ-210	ТЛМ-250	ТЛБ-250	ТЛМ-350
Диаметр кратера, мм	210	210	250	250	350
Диаметр стабилизирующего конуса, мм	80	110	80	150	150
Избыточное давление газа (рабочее), ат	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6
Избыточное давление газа (минимальное), ат	0,05	0,03	0,07	0,03	0,18
Производительность горелки, м ³ /ч:					
при рабочем давлении	132	114	196	140	350
при минимальном давлении	37	26	67	31	140
Диапазон регулирования	1:3,6	1:4,5	1:2,9	1:4,5	1:2,5

которые монтируются соосно с каналами 3 смесителя 4. В водоохлаждаемом конфузоре 5 потоки газо-воздушной смеси сливаются и движутся по направлению к кратеру. В полости конфузора устанавливается водоохлаждаемый конусообразный стабилизатор 6. Горелка устанавливается в топке котла или печи таким образом, чтобы кратер находился в одной плоскости с внутренней поверхностью кладки. При розжиге горелки стабилизируется центральный фронт пламени за конусом 6, а по мере того как топка накаляется, стабилизация пламени усиливается за счет поджигания потока газо-воздушной смеси также и по периферии кратера.

Испытания позволили установить, что данные горелки работают надежно и устойчиво на всех режимах при избыточном давлении газа перед соплами до 1,5 ат ($\alpha = 1,05 \div 1,08$), если площадь основания ста-

билизирующего конуса составляет от 55 до 50% площади кратера. Кроме того, интенсивное охлаждение стенок кратера и стабилизатора позволило снизить критические (минимальные) значения скорости истечения смеси, при которых возможен проскок пламени. В совокупности эти свойства горелки обеспечили при рабочем давлении газа перед соплами, равном 0,6 ат, расширение пределов регулирования* до 1:3,6, а в отдельных случаях — даже от 1:4,5 [Л. 149].

Увеличение единичной мощности инжекционных смесителей может быть достигнуто также путем применения принципа многосопловой подачи газа в общую камеру смешения, имеющую прямоугольное

* Пределами регулирования называется отношение минимального расхода газа, при котором горелка работает без проскоков пламени в смеситель, к расходу газа при максимальной форсировке горелки.

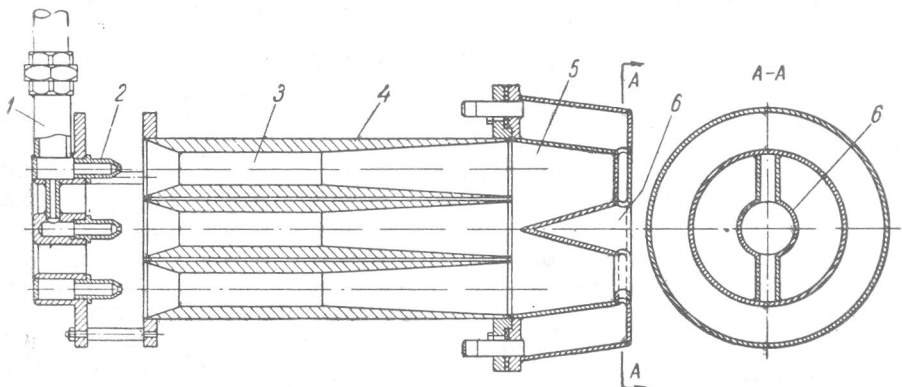


Рис. 9-28. Инжекционная горелка со стабилизатором в виде тела плохо обтекаемой формы.

1 — газораспределительная коробка; 2 — газовые сопла; 3 — каналы; 4 — смеситель; 5 — конфузор; 6 — стабилизатор.

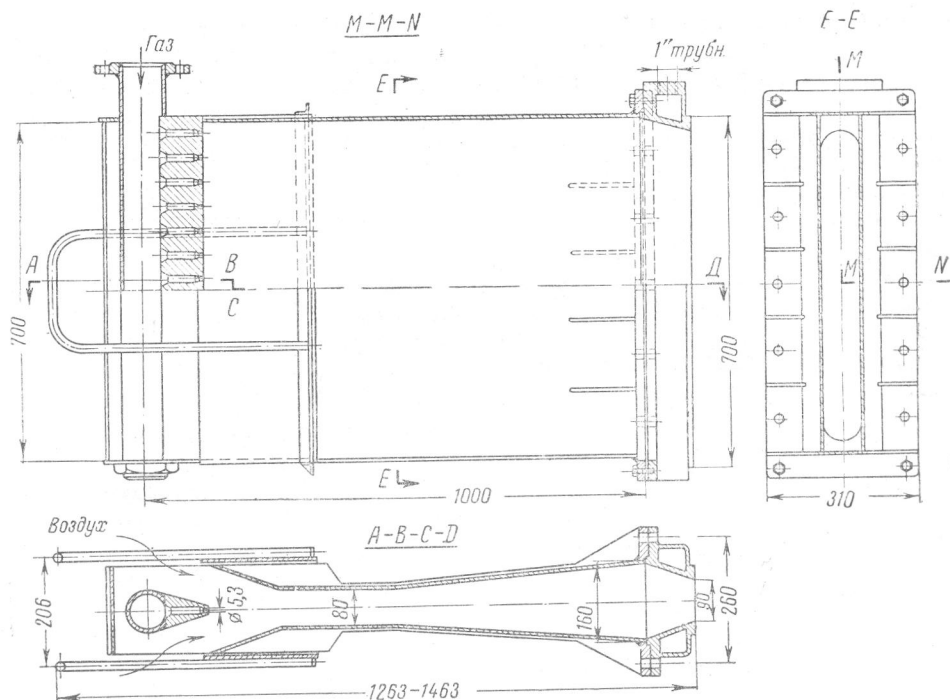


Рис. 9-29. Многосопловая инжекционная горелка производительностью 420 м³/ч природного газа.

сечение. По этому принципу действует, например, плоская диффузорная горелка, разработанная Куйбышевским политехническим институтом на производительность 420 м³/ч природного газа. Как это видно из чертежа, представленного на рис. 9-29, горелка имеет сравнительно небольшие габариты. В частности, длина ее не превышает 1500 мм, тогда как односопловый смеситель, рассчитанный на расход газа порядка 200 м³/ч, имеет длину 2100 мм. Несмотря на то, что ука-

занная производительность горелки достигается лишь при повышенном давлении газа перед соплами (8000 мм вод. ст.), уровень звукового давления, замеренный при этих условиях шумомером типа ШИ-1, даже на расстоянии 0,5 м от горелки не превышает допускаемой санитарной инспекцией величины шума в 85 дБ [Л. 150]. Горелки конструкции КПТИ успешно прошли испытания на теплостанции ЗИЛ, где они были установлены в топке котла ДКВР-10-13.

ГЛАВА ДЕСЯТАЯ

РАСЧЕТ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК

10-1. РАСЧЕТ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ГОРЕЛОК

Определение расчетным путем оптимальных условий осуществления комплекса «смешение—горение—теплопередача» представляет значительные трудности. Методика таких комплексных расчетов еще не разработана. В этом направлении

делаются лишь отдельные попытки, причем расчетные изыскания часто приходится дополнять опытными данными, полученными в аналогичных или сравнимых условиях.

К сожалению, на протяжении ряда лет значения важнейших определяющих параметров (конструктивных и режимных) газовых и некоторых комбинированных горе-

лок принимались не в целях оптимизации комплекса «смещение — горение — теплопередача», а произвольно.

Долгое время расчет газовых горелок ограничивался определением их пропускной способности по газу и по воздуху.

Для этой цели достаточно подсчитать производительность и аэродинамическое сопротивление горелки.

Количество газового топлива, сжигаемого каждой из горелок, установленных в топке парового котла, можно определить, пользуясь следующей формулой:

$$B = \frac{D_K(i_{пе} - i_{п.в}) + D_{вт}(i''_{вт} - i'_{вт}) + D_{пр}(i_{п} - i_{п.в}) + D_{пр}(i' - i_{п.в})}{Q_H \eta_{бр} n}, \quad (10-1)$$

где B — расход газового топлива, $м^3/ч$;

D_K — количество перегретого пара, вырабатываемого котлом, $кг/ч$;

$D_{вт}$ — количество перегретого пара, проходящего через вторичный пароперегреватель, $кг/ч$;

$D_{п}$ — количество насыщенного пара, отбираемого непосредственного из барабана котла и расходуемого на собственные нужды, $кг/ч$;

$D_{пр}$ — количество продувочной воды, $кг/ч$;

$i_{пе}$ — энтальпия перегретого пара, $ккал/кг$;

$i_{п.в}$ — энтальпия питательной воды, $ккал/кг$;

$i'_{вт}$ — энтальпия перегретого пара, поступающего во вторичный пароперегреватель, $ккал/кг$;

$i''_{вт}$ — энтальпия перегретого пара, выходящего из вторичного пароперегревателя, $ккал/кг$;

$i_{п}$ — энтальпия насыщенного пара, $ккал/кг$;

i' — энтальпия воды при температуре кипения, $ккал/кг$;

$\eta_{бр}$ — к. п. д. брутто котла;

n — число горелок (на один котел).

В частном случае, когда вторичный пароперегреватель отсутствует, а затраты тепла на продувку не учитываются, расход топлива подсчитывается по более простой формуле:

$$B = \frac{D_K(i_{пе} - i_{п.в})}{Q_H \eta_{бр} n}. \quad (10-1a)$$

Расход воздуха, необходимого для сжигания газа (считая на одну горелку), определяется по формуле

$$V = \alpha V^0 B, \quad м^3/м^3, \quad (10-2)$$

где α — коэффициент избытка воздуха, величина которого зависит от конструкции рассчитываемой горелки и обычно принимается (с некоторым запасом) равной от 1,1, до 1,3.

V^0 — количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания 1 $м^3$ газа, $м^3/м^3$.

По найденным значениям B и V определяются сечения газового и воздушного трактов горелки. Скорости движения потоков выбирают с таким расчетом (в первом приближении), чтобы требуемое давление газа и воздуха не превышало возможностей потребителя (давление газа в сети, давление воздуха, развиваемое дутьевыми вентиляторами, и т. п.). Статический напор воздуха h , требуемый для создания выходной скорости и для преодоления местных сопротивлений, подсчитывается по формуле

$$h = (1 + \zeta) \frac{w^2}{2g} \text{ мм вод.ст.}, \quad (10-3)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления, учитывающий потери напора при движении потока воздуха через каналы различной формы;

w — скорость движения воздуха, $м/сек$;

g — ускорение силы тяжести, $м/сек^2$;

γ — удельный вес воздуха, $кг/м^3$.

Численные значения ζ обычно определяются опытным путем или по таблицам, характеризующим аэродинамическое сопротивление

горелок, близких по конструкции к проектируемому.

Для определения значений ζ вихревых горелок расчетным путем рекомендуется формула, применяемая Д. Н. Ляховским:

$$\zeta = \frac{2\Delta p}{\rho \omega_2^2} + \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^2, \quad (10-4)$$

где Δp — статическое давление воздуха перед горелкой, мм вод. ст.;

ρ — плотность воздуха, кг/м³;

ω_2 — средняя скорость воздуха в устье горелки, м/сек;

F_1 — площадь поперечного сечения входного патрубка (в том месте, где производится замер величины Δp), м²;

F_2 — площадь поперечного сечения устья горелки, м².

Опытные данные свидетельствуют о том, что аэродинамическое сопротивление проточной части горелочных устройств зависит от большого числа факторов, в том числе от угла наклона лопаток завихрителя, а также от конструктивных особенностей воздушного короба и амбразуры (подробнее см. [Л. 151]). В частности, аэродинамическое сопротивление горелки заметно увеличивается в тех случаях, когда вместо обычного одноступенчатого завихрителя устанавливается многоступенчатый с разными углами наклона лопаток в каждой ступени. Однако наиболее сильно сопротивление горелки увеличивается в тех случаях, когда при прочих равных условиях применяется высокая интенсивность крутки воздушного потока.

Учитывая распространенность в котельной технике горелочных устройств с закрученным потоком воздуха (см. гл. 7—9), вопросы уменьшения аэродинамического сопротивления до минимума вообще и их воздушного тракта в особенности приобретают важное значение. От совершенства проточной части горелок зависят затраты энергии на собственные нужды тепловых электростанций. В частности, чем меньше аэродинамическое сопротивление

воздушного тракта горелочных устройств, работающих с принудительной подачей воздуха, тем меньше потребный напор дутьевых вентиляторов, а следовательно, и потребляемая ими мощность электропривода.

10-2. РАСЧЕТ ГОРЕЛОК С МНОГОСТРУЙНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА В СНОСЯЩИЙ ПОТОК ВОЗДУХА

В практике использования газового топлива появилось большое количество горелок, отличающихся друг от друга конструктивными параметрами и скоростными режимами. Вследствие того, что принципы расчета аэродинамики газогорелочных и топочных устройств отсутствовали, сконструированные горелки довольно часто работали недостаточно удовлетворительно, например длина пламени превышала размеры топочного пространства, а аэродинамическое несовершенство проточной части горелок являлось причиной перерасхода электроэнергии на привод вентиляторов, подающих в горелки необходимый для горения воздух. Добиться приемлемых показателей горения в этих случаях можно было только на ощупь, путем длительной и трудоемкой доводки. Такая доводка сводилась обычно к внесению конструктивных изменений в уже смонтированные газогорелочные устройства с учетом результатов балансовых испытаний и на основании имеющегося у испытателей практического опыта.

Большую помощь в преодолении указанных затруднений может оказать методика аэродинамического расчета горелок. Особый интерес представляет расчет наиболее распространенных горелок, основанных на многоструйном принципе смесеобразования (см. гл. 7 и 8).

Однако вопросы взаимодействия и перемешивания струй газа с поперечным потоком воздуха еще не удается решать аналитическими методами. В связи с этим возникла необходимость выявить закономерности развития и перемешивания газовых струй в потоке воздуха опытным путем. Такие эксперимен-

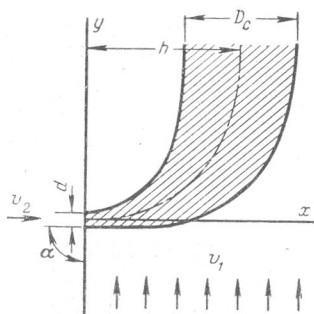


Рис. 10-1. Схема развития струи в поперечном потоке.

тальные исследования были проведены в ряде институтов, но наибольшее внимание им было уделено Ю. В. Ивановым в Институте электрофизики и термофизики АН Эстонской ССР [Л. 100]. В начале исследовалось развитие струй в свободном поперечном потоке и в потоке, ограниченном стенками (применительно к условиям развития струй в горелках), а также процесс перемешивания струй газа с поперечным потоком воздуха. Опираясь на теорию подобия, удалось установить, что развитие струй в поперечном потоке и протекающие при этом процессы перемешивания определяются следующими параметрами:

- 1) размером струй;
- 2) формой сопла, из которого происходит истечение газа (круглая, прямоугольная и т. д.);
- 3) шагом, т. е. расстоянием, на котором находятся струи друг от друга;
- 4) углом атаки струй по отношению к поперечному потоку;
- 5) характеристикой турбулентности струй;
- 6) соотношением скоростных напоров струй и поперечного потока.

Первые четыре параметра зависят от конструкции газогорелочных устройств, а последние — от режимных условий.

Наибольшее число опытов, проведенных Ю. В. Ивановым, было посвящено исследованию формы оси струи, развивающейся в поперечном потоке при различных значениях вышеперечисленных параметров. Опыты проводились

с воздушными струями, направленными под различными углами атаки (от 30 до 150°) к основному воздушному же потоку, направленному снизу вверх. Температура воздуха при его истечении из сопел варьировалась от 20 примерно до 570°С, а воздуха в основном потоке — от 20 до 300°С. Соотношение v_2 (скорости истечения из сопла) и v_1 (скорости поперечного потока) варьировалось от 3 до 20. Соотношение скоростных напоров струи и поперечного потока $q = \rho_2 v_2^2 / \rho_1 v_1^2$, где ρ — плотность среды, варьировалось от 2,5 до 1 000. Направление оси струи определялось в опытах по скоростным полям и проверялось температурными измерениями. Кроме того, подсвеченные струи фотографировались на фоне сеточного экрана. Зафиксированные траектории струй наносились на графики, построенные в координатах x и y . Пример такого графика для угла атаки, равного 90°, показан на рис. 10-1. Глубина проникновения струи в поток обозначена через h , а диаметр струи, принявшей направление основного потока, — через D_c .

Путем измерения траекторий струй и обработки соответствующих графических данных Ю. В. Иванов получил для струй круглого сечения (при истечении струи в среду отличной плотности) следующее общее уравнение*:

$$\frac{ay}{d} = 195 \left(\frac{\rho_1 v_1^2}{\rho_2 v_2^2} \right)^{1,3} \left(\frac{ax}{d} \right)^3, \quad (10-5)$$

где a — коэффициент структуры струи;

d — диаметр газового сопла;

$\rho_1 v_1^2 / \rho_2 v_2^2$ — гидродинамический параметр, обозначаемый в дальнейшем через n и представляющий собой отношение динамических напоров потока и струи.

* В тех случаях, когда угол атаки α варьируется в пределах от 45 до 135°, уравнение (10-5) принимает более сложный вид.

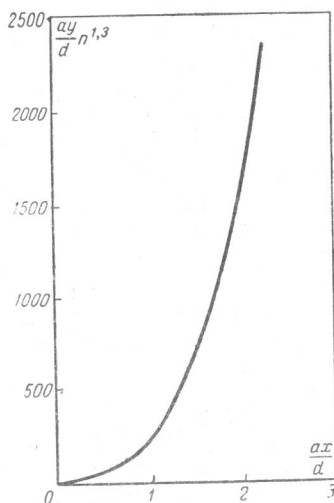


Рис. 10-2. Обобщенный график траекторий струй различной плотности в поперечном свободном потоке.

Графически уравнение (10-5) изображается в виде кривой, представленной на рис. 10-2, на которую с удовлетворительной точностью ложатся все экспериментальные точки, полученные в опытах со струями круглого сечения независимо от температуры газа в струе и в потоке.

Следовательно, гидродинамический параметр n является определяющим по отношению к траекториям струй в поперечном потоке. Выводы о том, что параметр n является определяющим для формы оси струи, были подтверждены исследованиями Г. С. Шандорова [Л. 152], проведенными примерно при тех же условиях, что и опыты Ю. В. Иванова, но в более широком диапазоне значений n и отношений температуры газа в потоке и в струе.

Кроме развития струи газа в поперечном потоке, исследовался также процесс выравнивания скоростей (в тех же условиях). На рис. 10-3 представлен график, на который нанесены опытные точки, характеризующие изменение относительной разности скоростей по оси струи в поперечном свободном потоке. По оси абсцисс данного графика отложены относительные расстояния L/d , где L — длина пути, на котором происходит смешение, а по оси

ординат — относительные разности скоростей вдоль каждой из исследованных струй:

$$\frac{\Delta v_m}{\Delta v_0} = \frac{v_m - v_1}{v_2 - v_1},$$

где v_m — текущая максимальная скорость в поперечных сечениях (в потоке) струи; v_1 — скорость поперечного потока; v_2 — скорость газа в струе.

По взаиморасположению четырех кривых можно судить об интенсивности изменения скорости вдоль оси струи, развивающейся в свободном поперечном потоке. Наиболее пологий характер имеет кривая 1, относящаяся к случаю истечения в неподвижную газовую среду. Наиболее крутой является линия 4, характеризующая затухание осевой скорости при $v_2/v_1=5$. Кривые 2 и 3 занимают промежуточное положение. Интересно отметить, что каждая кривая объединяет точки, полученные в опытах со струями различного диаметра d (10 и 20 мм).

Анализируя указанные кривые, можно сделать важный вывод, что выравнивание скоростных полей происходит достаточно быстро, особенно при небольших значениях v_2/v_1 . Так, например, при значениях v_2/v_1 от 5 до 10 для практически полного выравнивания скоростей требуются относительные расстояния L/d не более 16—20. Этим данный процесс отличается от случая осесимметричного расположения по-

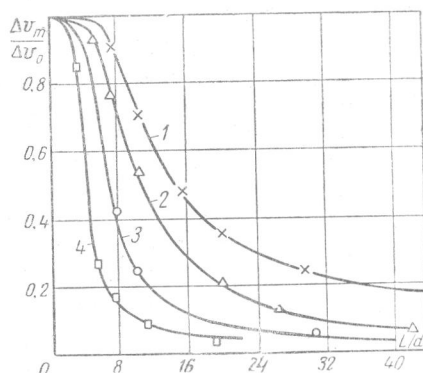


Рис. 10-3. Изменение относительной разности скоростей по оси струи в поперечном свободном потоке.

1 — $v_2/v_1 = \infty$; 2 — $v_2/v_1 = 20$; 3 — $v_2/v_1 = 10$; 4 — $v_2/v_1 = 5$.

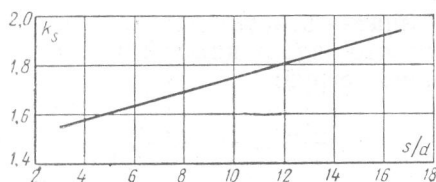


Рис. 10-4. Изменение коэффициента k_s в зависимости от относительного шага отверстий.

токов, при котором выравнивание скоростных полей происходит тем быстрее, чем больше разность скоростей v_1 и v_2 .

Следующая серия опытов была проведена Ю. В. Ивановым с целью выявить закономерности развития ряда неизотермических струй в ограниченном поперечном потоке.

Опыты были проведены с воздушными струями, размещенными таким образом, что значения относительного шага s/d составляли 8 и 16. Совпадение осей изотермических струй с неизотермическими наблюдалось в тех случаях, когда численные значения определяющего гидродинамического параметра n выдерживались в опытах одинаковыми.

На основании указанных исследований и установленных благодаря им закономерностей была рекомендована формула для определения относительной глубины H проникновения газовых струй в поперечный поток воздуха:

$$H = \frac{h}{d} = k_s \frac{\omega_r}{\omega_b} \sqrt{\frac{\gamma_r}{\gamma_b}}, \text{ м}, \quad (10-6)$$

где h — абсолютная глубина проникновения в поток, т. е. расстояние от плоскости выхода струи до оси струи, принявшей направление потока, мм (рис. 10-1);

d — диаметр отверстий, из которых происходит истечение газа, мм;

k_s — безразмерный опытный коэффициент, зависящий от структуры струи и определяемый по графику (рис. 10-4) в зависимости от относительного шага между струями; в тех случаях, когда струи газа выходят в воздушный поток под уг-

лами, отличными от 90° , в формулу (10-6) вместо коэффициента k_s надлежит подставить произведение $k_s \sin \beta$, где β — угол атаки;

ω_r — скорость истечения газа из отверстий, м/сек;

ω_b — средняя скорость воздуха в месте встречи со струями газа, м/сек;

γ_r — удельный вес газа, кг/м³;

γ_b — удельный вес воздуха, кг/м³.

При использовании формулы (10-6) важно иметь в виду, что дальность струй h зависит не только от отношения среднего скоростного напора воздушного потока к скоростному напору газовой струи, но и от диаметра и шага (относительного) газовых отверстий.

Задавшись определенной глубиной проникновения струй h в воздушный поток, можно подсчитать начальный диаметр струй d , из которых должно происходить истечение газа.

Что же касается диаметра D_c струй, принявших направление потока воздуха (рис. 10-1), то для его определения обычно используется зависимость

$$D_c = 0,75 h, \quad (10-7)$$

полученная опытным путем И. И. Чернобыльским и Г. М. Щеголевым.

Пользуясь формулами (10-6) и (10-7) и привлекая ряд дополнительных соображений, изложенных ниже, можно:

так подобрать размеры и взаиморасположение газовых струй, чтобы они заполняли сечение воздушного потока равномерно или с заданной степенью равномерности, например, с преимущественным заполнением периферийной части закрученного потока;

проверить, нет ли дефектов распределения газовых струй в воздушном потоке;

изыскать способы улучшения конструкции смесителей, работающих неудовлетворительно вследствие того, что отдельные струи газа распределяются в воздушном потоке неравномерно (см., например, стр. 114).

При расчете горелок по формулам (10-6) и (10-7) рекомендуется размещать газовыпускные отверстия на таком расстоянии друг от друга, которое обеспечивало бы развитие газовых струй в воздушном потоке без слияния с соседними струями. Пример неудачного размещения струй в горелках круглого сечения с центральной подачей газа схематично показан в нижней части рис. 10-5. Вследствие слишком тесного размещения отверстий газовые струи сливаются в один сплошной поток вблизи от газового сопла. Поверхность контакта в этом случае невелика и смешение протекает в неблагоприятных условиях. Другой крайний случай иллюстрируется в верхней части рис. 10-5. Расчетным путем можно выбрать дальность расположения газовых струй и их взаиморасположение таким образом, чтобы они не сливались преждевременно друг с другом и чтобы распределение их в воздушном потоке было по возможности равномерным.

В некоторых случаях (например, при периферийной подаче газа) Ю. В. Иванов рекомендует применять газовыпускные отверстия не одинакового диаметра, а различного. Если, например, диаметр малых отверстий равен 3 мм, то диаметр больших отверстий можно принять в 3—4 раза больше, т. е. 12 мм. Тогда струи большего калибра, имеющие большую дальность, распределяются на удалении от стенки, а струи меньшего калибра — вблизи от стенки. В частности, этот принцип использован при конструировании газового сопла горелки ЭНИН — МОЦКТИ (см. рис. 9-25).

Применяя расчетные зависимости (10-6) и (10-7), важно учитывать специфические особенности газогорелочных устройств и в первую очередь характер движения воздуха, поскольку смесеобразующая способность горелок с закрученным потоком значительно выше, чем горелок с прямоточным движением воздуха.

Следует также иметь в виду, что равномерное распределение струй — это лишь одно из условий хорошего смешения газа с воздухом, при-

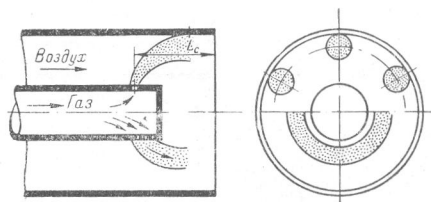


Рис. 10-5. Начальные условия смешения в горелках с центральной подачей.

чем роль других условий изучена недостаточно. К числу этих условий следует в первую очередь отнести расстояние L_c (рис. 10-5) от места истечения газовых струй до выходного сечения горелочной амбразуры. Ю. В. Иванов на основании анализа экспериментальных данных по затуханию струй в поперечном потоке пришел к заключению, что «для подавляющего большинства случаев в горелках круглого сечения расстояние от отверстий до края амбразуры может составлять примерно 15—25 диаметров отверстий большего размера, из которых происходит истечение газа в закрученный поток воздуха (с углом подъема $\sim 30^\circ$)». Если условие $L_c \geq (15 \div 25)d$ соблюдено, то требуется начальное перемешивание (степень «заполнения» сечения размытыми струями) примерно с 50% количества воздуха, поступающего в горелку. Чем меньше L_c , тем равномернее должно быть распределение струй в воздушном потоке, а при $L_c = 0$ рекомендуется начальное перемешивание увеличивать до 60% (и больше) от количества воздуха [Л. 100]. Эти рекомендации подлежат уточнению по линии выбора оптимальных значений длины смешения L_c применительно к газогорелочным устройствам различной конструкции.

Рассмотрим примерные расчеты * смесительной части газогорелочных устройств, выполненные на основе методики, предложенной Ю. В. Ивановым.

Пример 1. Определить диаметр и выбрать число газовыпускных отверстий на

* Примеры 1 и 2 заимствованы в несколько измененном виде из работ Ю. В. Иванова, а пример 3 — из работы И. Я. Сигала [Л. 153].

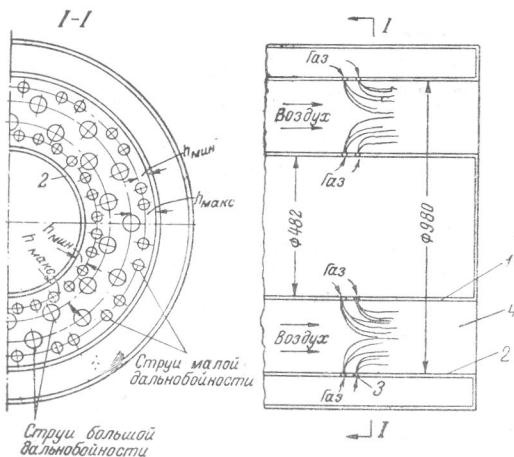


Рис. 10-6. Расчетная схема заполнения воздушного потока газовыми струями различной дальности.

1 — внутреннее газовое сопло; 2 — наружное газовое сопло; 3 — газораздающие отверстия; 4 — кольцевой канал.

внутренней и наружной поверхностях смесителя, размеры которого показаны на рис. 10-6. Производительность горелки 2 500 м³/ч природного газа. Расход воздуха $V=26\,000$ м³/ч. Температура воздуха $t=270^\circ\text{C}$. Воздух движется по спирали с углом подъема $\beta=30^\circ$.

Решение.

1. Скорость воздуха в канале определим по формуле

$$\begin{aligned} w &= \frac{V(273+t)}{0,785(D_{\text{нар}}^2 - D_{\text{вн}}^2) 3\,600 \cdot 273 \cdot 0,5} = \\ &= \frac{26\,000(273+270)}{0,785(0,98^2 - 0,482^2) 3\,600 \cdot 273 \cdot 0,5} = \\ &= 50,4 \text{ м/сек.} \end{aligned}$$

Учитывая, что к воздуху подмешивается газ, принимаем $w=53$ м/сек.

2. В качестве одного из конструктивных решений примем, что газовые отверстия будут двух размеров. Диаметр крупных отверстий пусть будет равен $d_{\text{макс}}=11$ мм. Разбив кольцевое сечение смесительного канала на концентрические области, выберем разумные значения величин $h_{\text{макс}}$ и $h_{\text{мин}}$. Примем $h_{\text{макс}}=85$ мм и $h_{\text{мин}}=42,5$ мм.

3. Определим скорость истечения газа, при которой газовые струи имеют требуемую дальность, для чего воспользуемся формулой (10-6), задавшись предварительно значением k_s , равным 1,6,

$$\begin{aligned} w_{\text{г}} &= \frac{h_{\text{макс}}}{d_{\text{макс}}} \frac{w_{\text{в}}}{k_s} \sqrt{\frac{\gamma_{\text{в}}}{\gamma_{\text{г}}}} = \\ &= \frac{85}{11} \frac{53}{1,6} \sqrt{\frac{0,65}{0,75}} = 237 \text{ м/сек.} \end{aligned}$$

4. Диаметр мелких отверстий

$$d_{\text{мин}} = d_{\text{макс}} \frac{h_{\text{мин}}}{h_{\text{макс}}} = 11 \frac{42,5}{85} = 5,5 \text{ мм.}$$

5. Диаметр струй D на расстоянии h от плоскостей выхода определим по формуле (10-7)

$$D_{\text{макс}} = 0,75 h_{\text{макс}} = 0,75 \cdot 85 \approx 64 \text{ мм;}$$

$$D_{\text{мин}} = 0,75 h_{\text{мин}} = 0,75 \cdot 42,5 \approx 32 \text{ мм.}$$

6. Необходимая суммарная площадь сечений газораздающих отверстий

$$F = \frac{2\,500}{3\,600 \cdot 237} = 0,00294 \text{ м}^2.$$

7. Наметим распределение отверстий по рядам. Задаемся числом рядов отверстий на внутренней и наружной поверхностях смесителя. В обоих случаях примем один ряд мелких отверстий и один — крупных. Для симметричного расположения мелких струй среди крупных примем число отверстий диаметром 5,5 мм в 2 раза больше числа отверстий диаметром 11 мм. Тогда две трети суммарной площади придется на отверстия большего диаметра, а одна треть — на отверстия малого диаметра.

8. Количество струй определится:

а) диаметром 11 мм

$$n_1 = \frac{2F}{3 \cdot 0,785 d_{\text{макс}}^2} = \frac{2 \cdot 0,00294}{3 \cdot 0,785 \cdot 0,011^2} = 20,7,$$

принимаем $n_1=22$ струи;

б) диаметром 5,5 мм.

$$n_2 = \frac{F}{3 \cdot 0,785 d_{\text{мин}}^2} = \frac{0,0294}{3 \cdot 0,785 \cdot 0,0055^2} = 41,2,$$

принимаем $n_2=42$ струи. Общее число струй $\Sigma n=64$.

9. Расстояние между струями (условно для расчета совмещаем на одну окружность большие и малые струи) определим, исходя из условий симметрии, т. е. равенства числа отверстий во внутренней и внешней трубах

$$\left[m_1 = m_2 = \frac{n_1 + n_2}{2} = 32 \right];$$

для внутренней трубы

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{\pi(D_{\text{вн}} + 2h_{\text{макс}})}{m_1} = \\ &= \frac{3,14(482 + 2 \cdot 85)}{32} \approx 64 \text{ мм;} \end{aligned}$$

для внешней трубы

$$\begin{aligned} t_2 &= \frac{\pi(D_{\text{нар}} - 2h_{\text{макс}})}{m_2} = \\ &= \frac{3,14(980 - 2 \cdot 85)}{32} \approx 80 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Заметим, что $t_1 > D_{\text{мин}}$, $t_2 > D_{\text{макс}}$, т. е. нет опасения, что струи сольются друг с другом раньше, чем успеют распределиться в воздушном потоке.

10. Шаг между отверстиями, которые нужно просверлить в наружной трубе сме-

сителя, для того чтобы получить требуемое размещение струй,

$$t'_1 = \frac{\pi D_{\text{вн}}}{m_1} = \frac{3,14 \cdot 482}{32} = 47 \text{ мм.}$$

11. То же для внутренней трубы:

$$t'_2 = \frac{\pi D_{\text{нар}}}{m_2} = \frac{3,14 \cdot 980}{32} = 96 \text{ мм;}$$

следовательно, для симметричного расположения струй в кольцевом сечении смесителя (рис. 10-6) сверловку отверстий на внешней и внутренней трубе следует производить с различным шагом ($t'_1 \neq t'_2$).

12. Определяем относительный шаг между отверстиями:

$$\frac{t'_1}{d_{\text{макс}}} = \frac{47}{11} = 4,27;$$

$$\frac{t'_2}{d_{\text{макс}}} = \frac{96}{11} = 8,7.$$

13. Проверяем значение k_s , предположительно принятое в начале расчета равным 1,6. По рис. 10-4 при относительном шаге, равном 4,27, коэффициент k_s равен ~1,6, а при относительном шаге, равном 8,7, коэффициент k_s равен 1,7. Различие невелико, вследствие чего пересчет можно не делать. В тех случаях, когда расхождение получается более существенным, расчет производится методом последовательного приближения.

14. Расстояние между рядом газопусковых отверстий и выходным сечением амбразуры примем равным $25 d_{\text{макс}}$.

Следовательно, $L_c = 25 d_{\text{макс}} = 25 \cdot 11 = 275 \text{ мм}$.

Пример 2. Рассчитать подовые горелки для котла ДКВР-10/13, который переводится с твердого топлива на природный газ с теплотой сгорания $Q_n = 8450 \text{ ккал/м}^3$. Коэффициент полезного действия котла η_k равен 0,86. Питательная вода имеет температуру 70°C , что соответствует энтальпии $i_{\text{п.в}} = 70 \text{ ккал/кг}$.

Решение.

1. Расход газа, сжигаемого в одной горелке, определяем по формуле (10-1а), приняв число горелок $n=3$ (по количеству топочных дверок),

$$B = \frac{D(i_{\text{пе}} - i_{\text{п.в}})}{\eta_{\text{бр}} Q_n n} = \frac{10000(662,2 - 70)}{0,86 \cdot 8450 \cdot 3} = 274 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

2. Внутренний диаметр газового коллектора (скорость движения газа в трубе принимается $w_r = 37 \text{ м/сек}$)

$$d_{\text{к}}^{\text{вн}} = \sqrt{\frac{B}{3600 \cdot 0,785 w_r}} = \sqrt{\frac{274}{3600 \cdot 0,785 \cdot 37}} = 0,05 \text{ м.}$$

Для изготовления коллектора используются стальные трубы 51/3.

3. Определим длину огневой щели l (рис. 10-7); тепловой нагрузкой на 1 м дли-

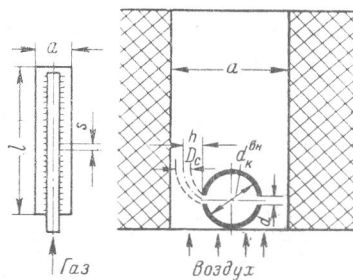


Рис. 10-7. Расчетная схема подовой горелки с прямой щелью.

ны щели задаемся согласно рекомендации Института газа АН УССР (стр. 139), равной $A = 2 \cdot 10^6 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$, тогда

$$l = \frac{B Q_n}{A} = \frac{274 \cdot 8450}{2 \cdot 10^6} = 1,16 \text{ м.}$$

4. Определим ширину щели a (рис. 10-7); тепловое напряжение огневого сечения горелки $q = B Q_n / a l$ принимается равным $1,6 \cdot 10^7 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{ч}$:

$$a = \frac{B Q_n}{l q} = \frac{274 \cdot 8450}{1,16 \cdot 1,6 \cdot 10^7} = 0,125 \text{ м.}$$

5. Расход воздуха (на одну горелку) составляет:

$$V = \alpha V_0 B = 1,15 \cdot 9,5 \cdot 274 = 3000 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

6. Скорость воздуха в узком сечении

$$w_v = \frac{V}{3600 l (a - d_{\text{к}}^{\text{н}})} = \frac{3000}{3600 \cdot 1,16 (0,125 - 0,057)} = 10,6 \text{ м/сек.}$$

7. Дальнобойность газовой струи h в сносящем потоке воздуха находится из соотношения (рис. 10-7)

$$h = \frac{a - d_{\text{к}}^{\text{н}}}{2} - \frac{D_c}{2},$$

где D_c — диаметр газовой струи на расстоянии h от плоскости выхода. Поскольку по формуле (10-7)

$$D_c \approx 0,75 h,$$

имеем:

$$h = \frac{a - d_{\text{к}}^{\text{н}}}{2} - 0,375 h.$$

или

$$h = \frac{a - d_{\text{к}}^{\text{н}}}{2,75} = \frac{0,125 - 0,057}{2,75} \approx 0,025 \text{ м.}$$

8. Скорость истечения газа из отверстий w_r рекомендуется принимать (по данным Института газа АН УССР) в 10—12 раз больше, чем скорость воздуха, т. е.

$$w_r = 12 w_v = 12 \cdot 10,6 = 127 \text{ м/сек.}$$

9. Диаметр газовыпускных отверстий подсчитывают по формуле (10-6)

$$d = \frac{h}{k_s} \frac{w_b}{w_r} \sqrt{\frac{\gamma_b}{\gamma_r}}$$

Принимаем угол между рядами отверстий равным 180° , что соответствует углу атаки, равному $\beta = 90^\circ$. В этом случае* действительная скорость воздуха в месте встречи со струями газа w_b равна расходной скорости $w_{расх}$. Численным значением коэффициента $k_s = 1,7$ задаемся ориентировочно по рис. 10-4 (с последующей проверкой), тогда

$$d = \frac{0,025 \cdot 10,6}{1,7 \cdot 106} \sqrt{\frac{1,293}{0,769}} = 0,0019 \text{ м.}$$

Предусматривая возможность форсировки работы котла, принимаем d равным 2,5 мм.

10. Требуемое давление газа в коллекторе

$$p_r = \frac{\gamma_r w_r^2}{\varphi^2 2g} = \frac{0,769 \cdot 127^2}{0,65^2 \cdot 2 \cdot 9,81} = 1500 \text{ мм вод. ст.}$$

11. Расстояние (абсолютный шаг) между отверстиями для истечения газа из коллектора определяем по формуле (10-7), считая, что равенство $s = D_c$ может служить условием равномерного распределения газовых струй в сносящем потоке воздуха. Тогда

$$s = 0,75 \quad h = 0,75 \cdot 0,025 \approx 0,019 \text{ м.}$$

Принимаем $s = 19 \text{ мм.}$

12. Относительный шаг

$$\frac{s}{d} = \frac{19}{2,5} = 7,6.$$

Этому относительному шагу по рис. 10-4 соответствует значение коэффициента k_s , равное 1,7, что совпадает с ранее принятым значением k_s . Следовательно, пересчет производить не требуется.

13. Количество газа, которое вытекает из одного отверстия,

$$b = 3600 \cdot 0,785 \cdot d^2 w_r = 3600 \cdot 0,785 \cdot 0,0025^2 \cdot 127 = 2,24 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

14. Определяем количество отверстий в коллекторе с учетом расстояния от крайних отверстий до обмуровки, равного 20 мм:

$$n = 2 \left[\frac{l - 40}{s} + 1 \right] = 2 \left[\frac{1160 - 40}{19} + 1 \right] = 120$$

(по 60 отверстий в каждом ряду).

15. Расход газа (проверочный подсчет)

$$B = nb = 120 \cdot 2,24 = 269 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

* В тех случаях, когда $\beta \neq 90^\circ$, в знаменатель формулы (10-6) вводится $\sin \beta$.

Отклонение от заданного значения не велико (1,8%); поэтому пересчет производить нет необходимости.

16. Суммарное сечение отверстий для истечения газа

$$\sum_1^n f = n \cdot 0,785 d^2 = 120 \cdot 0,785 \cdot 2,5^2 = 590 \text{ мм}^2.$$

17. Поперечное сечение коллектора (в свету)

$$F = 0,785 (d_{\text{к}}^{\text{внутр}})^2 = 0,785 \cdot 51^2 = 2040 \text{ мм}^2.$$

Величина F почти в 3,5 раза превышает

$$\sum_1^n f, \text{ следовательно, истечение газа из всех}$$

отверстий коллектора будет равномерным. Следует иметь в виду, что при суммарной площади отверстий, равной 40% от площади поперечного сечения коллектора, неравномерность истечения газа из отверстий

составляет около 10%, а при $\sum_1^n f = F$ она

доходит до $\sim 30\%$. Из этих соображений желательно, чтобы поперечное сечение коллектора в 2—3 раза превышало суммарное сечение отверстий.

Возвращаясь к рассмотрению методики расчета газовых горелок, предложенной Ю. В. Ивановым, следует иметь в виду, что в настоящее время рядом заинтересованных предприятий и исследователей осуществляется ее проверка и совершенствование. С одной стороны, делаются попытки установить, правильно ли считать, что только скорость истечения газа, размеры газораспределительных отверстий и их взаиморасположение являются параметрами, определяющими основные свойства факела. С этим связано также стремление сформулировать условия, при которых влияние указанных факторов усиливается (или ослабляется), а также выявить роль длины смешения L_c (расстояние от ввода газовых струй до выходного сечения амбразуры) и тому подобных факторов. С другой стороны, исследуются закономерности процесса горения в топочном пространстве для того, чтобы разработать методику расчета, охватывающую не только смесеобразование в горелке, но и условия воспламенения и горения в топке.

Несмотря на то, что со времени опубликования данной методики

прошло уже несколько лет, эта проверка еще не дала четких однозначных результатов. Тем не менее, полученные данные выявляют ряд важных особенностей процесса горения и по этой причине заслуживают рассмотрения, которое начнем с анализа описанных выше исследований А. А. Авдеевой [Л. 75] и С. Г. Бескина [Л. 76].

А. А. Авдеева пришла к заключению, что достаточно углубить место ввода газовых струй на расстояние $L_c = 0,64 D$ от выходного сечения амбразуры диаметром D для того, чтобы эффективность смешения перестала зависеть от соотношения динамических напоров потоков газа и воздуха. Этот вывод нуждается в более подробном обосновании. Действительно, поля перемешивания в выходном сечении смесительной амбразуры имеют ровный характер во всем исследованном диапазоне скорости истечения газа из щелевой прорези центрального газового сопла (стр. 90). Создается впечатление, что процесс протекает в данном случае одинаково хорошо при различных значениях дальности газовых струй, зависящей от ширины газовой щели δ и скорости истечения газа w_r . Однако поскольку расход газа и коэффициент избытка воздуха в опытах оставались постоянными, а величина w_r увеличивалась пропорционально уменьшению δ , то согласно уравнению (10-6)

$$h = k_s d \frac{w_r}{w_b} \sqrt{\frac{\gamma_r}{\gamma_b}},$$

в котором характерный размер d принят равным δ , дальность струи h при этих условиях и должна оставаться постоянной. Следовательно, опытные данные, полученные А. А. Авдеевой, не противоречат выражению (10-6), на котором базируется методика Ю. В. Иванова.

Что же касается второй серии указанных опытов, которая позволила установить зависимость неполноты горения от скорости истечения газа из щелей, то эти результаты можно объяснить следующим образом. При выдвинутом положении сопла развитие газовых струй проис-

ходит в зоне отрицательных токов, усиливаемых коническим диффузором в устье горелки. Есть основание полагать, что при благоприятных условиях увеличение скорости газа даже путем уменьшения ширины кольцевой щели может приводить к увеличению дальности струи.

Проанализируем теперь в связи с рассматриваемым вопросом результаты экспериментов, проведенных С. Г. Бескиным.

С. Г. Бескин считает [Л. 76], что методика расчета газовых горелок не может быть признана удовлетворительной, так как она не согласуется с экспериментальными данными, полученными им в условиях описанного выше огневого стенда.

Этот вывод сделан главным образом на основании расчета по методике Ю. В. Иванова дырчатых газовых сопел, исследованных на стенде (см. гл. V). Основные расчетные показатели, которые согласно этой методике должны определять эффективность работы горелки, изменялись в опытах С. Г. Бескина в довольно широких пределах, а именно: глубина проникновения струи h изменялась в пределах от 28 до 106 мм, диаметр размытых струй D_c — от 21 до 80 мм, а степень заполнения устья горелки размытыми струями F_c — от 9 до 51%. Несмотря на это, результаты испытания этих сопел по химическому недожогу были практически одинаковыми.

Однако, как уже упоминалось выше, все указанные сопла испытывались при максимальном заглублении в амбразуру. По этой причине данные результаты подтверждают выводы, сделанные А. А. Авдеевой, о значительной роли длины участка смешения, но не опровергают справедливость методики Ю. В. Иванова для тех случаев, когда смешение газа с воздухом происходит за пределами горелочной амбразуры.

Другим поводом для отрицательного отношения С. Г. Бескина к методике Ю. В. Иванова послужили полученные им результаты исследования влияния скорости истечения газа. Эти результаты приведе-

ны на рис. 5-21; они сводятся к тому, что для каждого исследованного типоразмера газовой горелки выявлен оптимум скорости истечения газа, тогда как расчетная формула (10-6) не отражает этого обстоятельства, как не отражает влияния и ряда других факторов (например, длины участка предварительного смешения), которое весьма существенно. Однако при более внимательном рассмотрении кривых, приведенных на верхнем графике рис. 5-21, можно заметить, что оптимум ω_r отчетливо выявляется только на расстоянии ~ 950 мм от кратера горелки (лючок IV). При меньших теплонапряжениях ($1,3 \times 10^6$ ккал/м³·ч), т. е. при заборе проб на расстоянии около 1300 мм от кратера горелки (лючок VI), зависимость q_3 от скорости истечения газа становится менее четкой. Следовательно, для топочных камер, в которых сжигание газа производится при гораздо меньших объемных теплонапряжениях, установленная С. Г. Бескиным зависимость $q_3 = f(\omega_r)$ не имеет практического значения.

Задача проверки и уточнения методики Ю. В. Иванова ставилась и решалась также во Всесоюзном теплотехническом институте. Признавая важную роль работ Ю. В. Иванова в создании методики расчета распределения газа в толще воздушного потока, Р. Б. Ахмедов провел большой комплекс исследований, посвященных изучению развития струй в поперечно движущихся закрученных потоках [Л. 154].

Первая серия опытов была проведена с использованием оптического аппарата ИАБ-451 (установки Теплера — Максutowa), что позволило, просвечивая воздушный поток в цилиндрическом канале, наблюдать развитие струй в закрученном потоке и получить фотоснимки границ струй в торцевом сечении канала. В опытах варьировались системы завихряющих устройств и конструктивные параметры газоразводящих отверстий.

В результате проведения указанных опытов Р. Б. Ахмедову удалось установить, что глубина проникно-

вения струй в закрученный поток зависит не только от диаметра газоразводящих отверстий d и соотношения динамических напоров обоих потоков, но и от соотношения d/D , где D — диаметр канала, а также от расстояния между отверстиями, от интенсивности крутки воздушного потока, от угла наклона лопаток (при тангенциальном лопаточном подводе воздуха) и от места ввода струи в воздушный поток.

Вторая серия опытов была посвящена вопросам выявления зависимости скорости выравнивания концентраций в амбразуре горелки от различных взаимосвязанных параметров: соотношения динамических напоров газового и воздушного потоков, диаметра газоразводящих отверстий, степени закрученности потока, длины участка зоны смешения и др.

Опыты позволили установить, что увеличение соотношения динамических напоров газового и воздушного потоков способствует улучшению процессов перемешивания газа с воздухом (особенно при центральной подаче газа). Оптимальные, с точки зрения скорости выравнивания концентрации, условия обеспечиваются при попадании газовых струй в ту зону потока, где скорость воздуха имеет максимальное значение.

Наконец, основная (третья) серия опытов была проведена Р. Б. Ахмедовым с целью изучения работы газовых горелок (с центральной и периферийной подачей газа), установленных в экранированной топке парового котла производительностью 30 т/ч. От опыта к опыту варьировались диаметр (от 5 до 32 мм) и взаиморасположение отверстий, через которые осуществлялось истечение природного газа в закрученный поток воздуха. Длина участка смешения газа с воздухом во всех опытах оставалась постоянной. Скорости воздушного потока были в этих опытах заниженными по сравнению с величинами, принятыми в котельной технике. Пробы продуктов горения отбирались при помощи водоохлаждаемых газозаборных трубок, которые устанавли-

вались в верхней зоне топки (перед пароперегревателем) и в газоходе котла (перед дымососом). Анализ указанных проб производился одновременно на газоанализаторах ОРС-а, ВТИ-2 и ВТИ-3, а в ряде случаев и на хроматографическом газоанализаторе ГСТЛ-3, приспособленном для анализа продуктов горения. В тех случаях, когда имели место расхождения результатов анализа, выполненных на упомянутых газоанализаторах, достоверными считались показания прибора ВТИ-3, что нельзя признать правильным, учитывая соображения, изложенные на стр. 109.

В исследованном диапазоне соотношения динамических напоров газового и воздушного потоков (примерно от 19 до 126) Р. Б. Ахмедов наблюдал, что полнота сжигания газа и светимость факела в сильной степени зависят от характера распределения газовых струй в толще воздушного потока. Анализ данных по составу продуктов горения показал, что, помимо глубины проникновения струй, химический недожог зависит также от числа струй, распределенных в закрученном потоке воздуха. Таким образом была подтверждена одна из предпосылок методики Ю. В. Иванова, которая, как указывалось выше, заключается в том, что существует оптимальное распределение газовых струй, при котором обеспечивается наибольшая эффективность горения.

Попытка установить хотя бы приближенную зависимость между результатами расчетов газогорелочных устройств, выполненных по методике Ю. В. Иванова, и качественными показателями работы этих устройств в условиях эксплуатации была сделана А. Ф. Боевым (Харьковский филиал ЦКБ Главэнерго-строймеханизации). С этой целью была произведена обработка эксплуатационных материалов по девяти котлам трех электростанций, переведенных на природный газ. Выполненная обработка позволила установить зависимость коэффициента смещения S , представляющего собой отношение $F_{г.в}/F_{п.}$, где $F_{г.в}$ — доля площади поперечного сечения

воздушного потока, занимаемого газо-воздушной смесью, $F_{п.}$ — площадь всего поперечного сечения воздушного потока, проходящего через горелку. Коэффициент S определялся расчетным путем для всех испытанных горелок применительно к рабочим режимам. Для горелок с периферийной подачей газа (щелевых, двухкамерных пылегазовых, однокамерных с шахматным расположением газовыпускных отверстий и др.) по мере увеличения коэффициента смещения с 0,1 до 0,3 химический недожог уменьшается с 2,3 до 0,5%. Аналогичные показатели по химическому недожогу горелок с центральной подачей газа не укладываются в указанную выше зависимость, а именно — с увеличением коэффициента S от 0,03 приблизительно до 0,1 химический недожог возрастает с 1,5 до 3,0% [Л. 155].

Зависимость, найденная А. Ф. Боевым, основывается на результатах испытаний, проведенных при помощи газоанализаторов типа ВТИ-2. Как указывалось ранее (гл. 6), точность этих газоанализаторов недостаточна для того, чтобы по их показаниям судить о преимуществах и недостатках газогорелочных устройств. К сожалению, А. Ф. Боев не распространил свой анализ на результаты сравнительных испытаний, проведенных позже при помощи более совершенных методов анализа состава продуктов горения.

В свете этих же соображений сведения о том, что рассчитанные по методике Ю. В. Иванова горелки на ряде котлов работают хорошо, обеспечивая полноту горения при малых избытках воздуха, могут служить обнадеживающим, но пока лишь косвенным подтверждением действительности методики. Окончательное суждение можно будет сделать только на основании сравнительных испытаний, проведенных тщательно и с применением одинаково точных газоанализаторов. Кроме того, следует помнить, что даже самые совершенные горелки могут работать с низкой эффективностью, если не обеспечены автоматическое пропорционирование газа и воздуха,

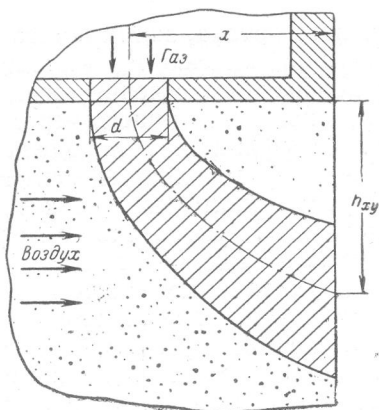


Рис. 10-8. Расчетная траектория газовой струи в сносящем потоке воздуха.

а также равномерное распределение подачи воздуха по всем горелкам котла [Л. 101].

В последние годы большое внимание разработке методов расчета газовых горелок уделяется в работах М. А. Полячкина и В. Н. Афросимовой. Отличительной особенностью этих работ является стремление исследовать закономерности топочного процесса с учетом не только смесеобразования в горелке, но и воспламенения и горения газоз-воздушной смеси в топке.

В связи с этим в ЦКТИ были проведены исследования смесеобразования в горелке и горения в топке с использованием моделей прямоточных и вихревых горелок. В последнем случае закручивание воздушного потока осуществлялось при помощи осевых регистров с прямыми лопатками, причем угол установки лопаток (относительно оси горелки) варьировался в пределах от 30 до 60°.

Проведенные исследования [Л. 156] позволили установить, что основное количество газа целесообразно подавать струями в определенные зоны воздушного потока горелки, так как при этом обеспечиваются наилучшие тепловые условия воспламенения и горения смеси. Интенсивность горения можно варьировать, изменяя характер смесеобразования в горелке при заданной глубине проникновения струй. Так, например, можно изменять длину факела и его светимость, меняя от-

носительный шаг между газовыпускными отверстиями или варьируя заглубление места подачи газа в амбразуре горелки. Эффективность последнего мероприятия, как указывалось выше, установлена в процессе огневых исследований, проведенных на стендах С. Г. Бескиным [Л. 76] и в топке котла А. А. Авдеевой [Л. 75].

Кроме того, исследования В. Н. Афросимовой показали, что в горелках с сильно закрученным потоком воздуха можно допускать ухудшенное смесеобразование на срезе горелки по сравнению с таковым внезакрученным потоке, а горение, тем не менее, будет протекать интенсивнее, чем при работе прямоточной горелки. Этот факт свидетельствует о возможностях значительной интенсификации горения за счет изменения степени крутки воздушного потока. В тех случаях, когда конструкция горелок и их компоновка заданы, степень смешения газа с воздухом в горелке и воспламенение газоз-воздушной смеси на выходе из горелки определяются местоположением и развитием газовых струй в пределах горелки. Поэтому целесообразно рассчитывать глубину проникновения газовых струй в сносящий поток воздуха именно в выходном сечении горелки. Принимая во внимание это обстоятельство, в работе [Л. 156] рекомендуется принимать в качестве опорной характеристики глубину проникновения газовых струй $h_{x\varphi}$ в выходном сечении горелки (рис. 10-8). При заглублении газовыпускных отверстий на расстояние x от выходного сечения амбразуры параметр $h_{x\varphi}$ можно определять по формуле

$$h_{x\varphi} = b_s d \sqrt[3]{\frac{x}{d} \left(\frac{\rho_r}{\rho_v} \frac{\omega_r^2}{\omega_B^2} \cos^2 \varphi \right)^{1,3}}, \quad (10-8)$$

где b_s — коэффициент, учитывающий влияние шага s между отверстиями в ряду, причем

$$b_s = 0,66 + 0,014 \frac{s}{d};$$

d — диаметр газовыпускных отверстий;

Выбор дальности $h_{x\varphi}$

Угол установки лопаток в осевом регистре (по отношению к оси горелки)	Подача газа	
	периферийная	центральная
0°	$h_{x\varphi} = (0,4 \div 0,6) R$	$h_{x\varphi} > 0,6 R$
30°	$h_{x\varphi} = (0,3 \div 0,4) R$	$h_{x\varphi} = (0,6 \div 0,68) R$
45°	$h_{x\varphi} = (0,24 \div 0,32) R$	$h_{x\varphi} = (0,52 \div 0,64) R$
60°	$h_{x\varphi} = (0,15 \div 0,24) R$	$h_{x\varphi} = (0,4 \div 0,46) R$

$\rho_r \omega_r^2 / \rho_B \omega_B^2$ — отношение динамических напоров газа и воздуха;

φ — угол установки лопаток в осевом лопаточном регистре по отношению к оси горелки.

На основании расчетов, выполненных по формуле (10-8), составлены рекомендации по выбору дальности $h_{x\varphi}$ применительно к горелкам круглого сечения с однорядным или многорядным (шахматным) расположением газовыпускных отверстий. Для случаев сжигания природного газа с избытком воздуха в горелке до 60% ($1,03 \leq \alpha \leq 1,06$) значения $h_{x\varphi}$ рекомендуется выбирать в пределах, указанных в табл. 10-1, где через R обозначен радиус горелки.]

Аналогичные рекомендации по выбору $h_{x\varphi}$, а также номограммы для определения величин d составлены для горелок с газовыпускными отверстиями различного диаметра (двухкалиберной системы) [Л. 157]. Рекомендации даны с таким расчетом, чтобы переход на двухкалиберную систему улучшил не только начальные условия смешения газа с воздухом, но и условия воспламенения и горения газа в топке. Исходя из указанных соображений, например при периферийной подаче газа в незакрученный поток воздуха, целесообразно обеспечить надежную стабилизацию горения большим количеством мелких струй газа и одновременно с этим увеличить интенсивность смешения за счет подачи остального количества газа струями крупного калибра.

Следует отметить, что указанные рекомендации не противоречат примерным расчетам, приведенным в [Л. 100], но несколько расходятся с ними количественно в случае горелок с углом крутки меньше 45°. Например, при периферийной подаче газа в поток воздуха, закрученный лопатками, установленными под углом $\varphi = 30^\circ$, Ю. В. Иванов рекомендует принимать значения $h_{\text{фмакс}}$ в пределах от 0,2 до 0,3 R , а по данным В. Н. Афросимовой целесообразны более высокие значения дальности $h_{x\varphi \text{ макс.}} = 0,35 \div 0,45 R$.

10-3. РАСЧЕТ ИНЖЕКЦИИ

Неотъемлемой частью любой горелки предварительного смешения (см. гл. 9) является смесительное устройство однопроводного или двухпроводного типа. Более широкое распространение получили смесители первого типа, работающие по принципу инъекции воздуха, необходимого для горения, и потому получившие наименование «инжекционных».

Схема инжекционного смесителя однопроводного типа изображена на рис. 10-9,а. Горючий газ подводится к смесителю по трубопроводу 1. При истечении газа из сопла 2 осуществляется инъекция воздуха непосредственно из атмосферы* через приемную камеру в виде конфузора 3. Образующаяся газо-воздушная смесь движется по горловине 4, за-

* Иногда целесообразно смеситель наполнять с принудительной подачей воздуха от вентилятора.

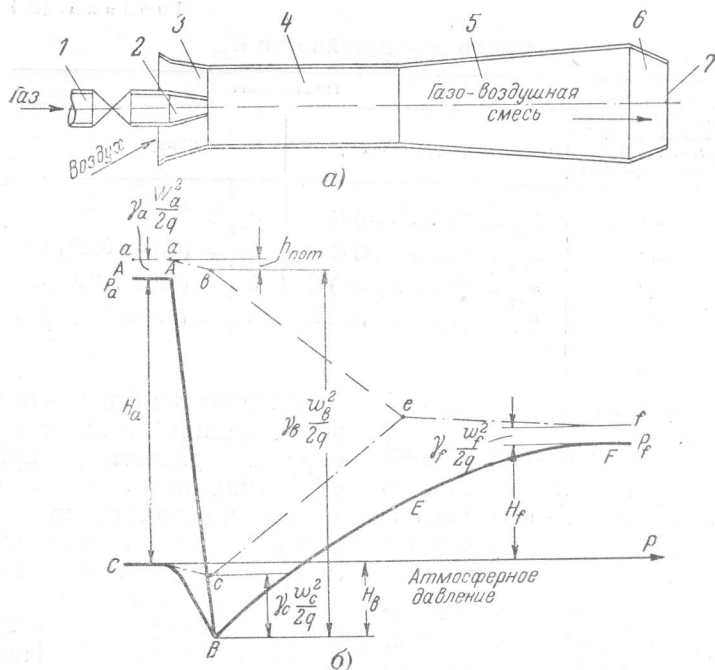


Рис. 10-9. Распределение статического и динамического давления по оси инжекционного смесителя.

тем по диффузору 5 и конфузору 6, выходное сечение которого называется кратером. Из смесителя газ-воздушная смесь поступает в камеру горения.

На рис. 10-9,б показан график, дающий схематическое представление о процессах, протекающих в инжекционном смесителе.

Пусть при поступлении в сопло 2 газ имеет скорость w_a . Его статическое давление, характеризуемое отрезком AA , равно при этом p_a ; располагаемый напор H_a равен разности p_a и атмосферного давления p . Динамическое давление газа на этом участке характеризуется отрезком aa ; динамический напор — расстоянием по вертикали между линиями AA и aa .

При выходе газа из сопла 2 со скоростью w_b статическое давление газа падает ниже атмосферного, в результате чего срабатывается напор H_a и ($-H_b$), а динамический напор резко возрастает, так как в соответствии с законом Бернулли сумма напоров в начале сопла отличается от суммы напоров в конечном сечении сопла (линия ab) лишь

на величину аэродинамических потерь

$$H_a + \gamma_a \frac{w_a^2}{2g} = H_b + \gamma_b \frac{w_b^2}{2g} + h_{\text{пот}},$$

где H — статический напор газа, кгс/м^2 ;

γ — удельный вес газа, кг/м^3 ;

w — скорость газа, м/сек ;

g — ускорение силы тяжести, м/сек^2 ;

$h_{\text{пот}}$ — потерянный напор, кгс/м^2 .

Индексы a относятся к начальному сечению сопла, а индексы b — к конечному.

В результате преобразования статического напора газа в динамический получается разрежение, вследствие чего струя газа подсасывает из атмосферы некоторое количество воздуха.

Статический напор подсасываемого из атмосферы воздуха по мере его продвижения в глубь смесителя постепенно падает (линия CB), а динамический напор воздуха постепенно растет от нуля в точке C до величины $\gamma_c w_c^2 / 2g$ в точке c .

В горловине 4, называемой иногда камерой смешения, между пото-

ками газа и воздуха происходит массообмен, в результате которого на некотором расстоянии от сопла 2 газ и воздух смешиваются и образуется поток однородной газо-воздушной смеси. Процесс смешения должен заканчиваться до поступления газов в диффузор 5, так как в противном случае к. п. д. диффузора сильно падает, что в свою очередь неблагоприятно отражается на работе смесителя в целом. Графически процесс выравнивания скорости изображается линиями *be* и *ce*, причем точка *e* условно показана в конечном сечении горловины. Статический напор потока при прохождении газов через горловину постепенно растет (кривая *BE*).

В диффузоре скорость и динамический напор смеси уменьшаются (линия *ef*), что дает возможность несколько увеличить статический напор смеси (линия *EF*), который может быть использован для преодоления сопротивления смесепровода (например, коллектора, служащего для распределения смеси по горелкам) или противодействия топки. Диффузор является важной составной частью струйного аппарата, так как увеличивает его к. п. д. Наилучшие результаты дает при этом диффузор с небольшим углом раскрытия (от 5 до 8°). Если угол раскрытия диффузора превышает 14°, поток отрывается от стенок и образуются завихрения, вследствие чего давление восстанавливается в меньшей степени. Смесь должна поступать на сжигание со скоростью, при которой пламя не проскакивает в смесепровод (см. гл. 4). Для обеспечения нужной скорости истечения смеси из кратера горелки также требуется некоторый запас напора (динамического или статического, могущего быть преобразованным в динамический).

Несмотря на сложность процесса инъекции, основные конструктивные и режимные параметры инъекционных горелок могут быть определены при помощи довольно простых уравнений энергетического и материального балансов без детального рассмотрения процесса смешения.

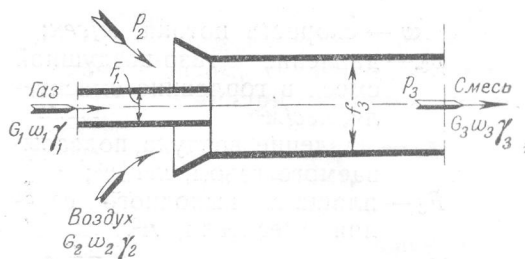


Рис. 10-10. Упрощенная схема однопроводного смесителя.

Для составления энергетического и материального баланса воспользуемся законом количества движения, который формулируется так: импульс силы (т. е. произведение силы на время ее действия) равняется изменению количества движения (т. е. произведения массы на скорость)*. В дифференциальном виде этот закон можно записать следующим образом:

$$P d\tau = d(mw),$$

где P — сумма проекций (на какую-либо ось) всех сил, приложенных к движущемуся телу массы m ;

w — проекция скорости (на ту же ось);

$d\tau$ — время действия силы P .

Применительно к потокам жидкостей и газов закон количества движения используется в аэродинамической форме: сумма проекций всех сил, приложенных к струе газа (или жидкости) на любом ее участке, равна произведению секундной массы на приращение скорости. Математически эта форма закона количества движения может быть представлена уравнением Эйлера, которое для инъекционных устройств (рис. 10-10) записывается следующим образом:

$$\frac{G_1}{g} w_1 + \frac{G_2}{g} w_2 + \frac{G_3}{g} w_3 = (p_3 - p_2) F_3, \quad (10-9)$$

где G — весовой расход, кг/сек;

* Тот же результат можно получить при помощи уравнения Цейнера, т. е. путем составления баланса кинетической энергии потоков газа, воздуха и газо-воздушной смеси с учетом потерь энергии и работы противодействия.

w — скорость потока, м/сек;
 p_3 — давление газо-воздушной смеси в горловине смесителя, кгс/м²;
 p_2 — давление воздуха, подсаваемого газом, кгс/м²;
 F_3 — площадь выходного сечения смесителя, м².

Индексы 1 относятся к газу, 2 — к воздуху, 3 — к газо-воздушной смеси.

Левая часть уравнения представляет собой баланс количества движения. Правая часть выражает силу, преодолевающую сопротивление системы и противодействие топки. Время не входит в правую часть уравнения (10-9), так как количество вещества выражено в виде секундного расхода воздуха.

Уравнение (10-9) является приближенным, так как оно учитывает только основные факторы, пренебрегая несколькими, правда второстепенными, обстоятельствами.

При более точных расчетах в уравнение вводятся коэффициенты неравномерности скоростных полей. Этим путем учитывается, что в различных сечениях смесителя поля скоростей имеют более или менее неравномерный характер, а при неравномерном поле скоростей количество движения, определенное исходя из средней скорости (как частное от деления расхода на площадь сечения), имеет меньшее значение по сравнению с действительным количеством движения. Кроме того, при более точных расчетах учитывается сжимаемость газов, давление на стенки смесителя, а также потеря энергии на трение о стенки смесителя.

Применительно к расчету газовых инжекционных горелок уравнению Эйлера можно придать более удобное выражение.

Обозначим через:

$U = Q_2/Q_1$ — объемный коэффициент инжекции, показывающий, сколько кубометров инжектируемого воздуха подсасывает каждый кубометр инжектируемого газа;

$m = G_2/G_1$ — весовой коэффициент инжекции, показывающий,

сколько килограммов инжектируемого воздуха подсасывает каждый килограмм инжектируемого газа;

$\lambda = \gamma_1/\gamma_2$ — отношение удельного веса инжектирующего газа к удельному весу инжектируемого воздуха;

$h_x = h_2 + h_3$ — сопротивление на пути инжектируемого воздуха (h_2) и движущейся смеси (h_3); противодействие принимаем равным нулю, так как топки котлов обычно работают под некоторым разрежением.

Введем эти обозначения в уравнение (10-9). Тогда получаем:

$$\frac{G_1}{g} w_1 + \frac{G_2}{g} w_2 - \frac{G_3}{g} w_3 = h_x F_3. \quad (10-10)$$

Подставим h_x как функцию скоростного напора движущейся газо-воздушной смеси:

$$h_x = \zeta \frac{w_3^2}{2g} \gamma_3, \quad (10-11)$$

где γ_3 — удельный вес смеси, кг/м³;
 ζ — суммарный коэффициент сопротивления воздухопровода и смесителя, отнесенный к выходному сечению смесителя.

Умножая h_x на F_3 , получим:

$$h_x F_3 = \zeta \frac{w_3^2}{2g} \gamma_3 F_3 = \zeta \frac{G_3 w_3}{2g}. \quad (10-12)$$

Подставим выражение (10-12) в уравнение (10-10). Разделив все члены уравнения (10-10) на G_1 и умножив на g , получим, принимая во внимание, что при малой скорости подсоса инжектируемого воздуха членом, содержащим w_2 , можно пренебречь:

$$w_1 = w_3 \left(1 + \frac{\zeta}{2} \right) \frac{G_3}{G_1}. \quad (10-13)$$

Пользуясь новыми обозначениями и учитывая, что $G_3 = G_1 + G_2$, получим:

$$\begin{aligned} \frac{w_1}{w_3} &= \left(1 + \frac{\zeta}{2} \right) \left(\frac{G_1 + G_2}{G_1} \right) = \\ &= \left(1 + \frac{\zeta}{2} \right) (1 + m) = \end{aligned}$$

$$= \left(1 + \frac{\xi}{2}\right) \left(1 + \frac{U}{\lambda}\right). \quad (10-14)$$

С другой стороны, исходя из сплошности течения, можно написать, что

$$\frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{Q_1 F_3}{(Q_1 + Q_2) F_1}. \quad (10-15)$$

Обозначая F_3/F_1 через Φ , имеем:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{\Phi}{1 + U}. \quad (10-16)$$

Приравняв правые части уравнений (10-16) и (10-14), получим основное уравнение инжекции для однопроводной газовой горелки (смесителя) в следующем виде:

$$\boxed{\Phi = (1 + U) \left(1 + \frac{U}{\lambda}\right) \left(1 + \frac{\xi}{2}\right)}. \quad (10-17)$$

Это уравнение весьма отчетливо выявляет зависимость основной конструктивной характеристики смесителя $\Phi = F_3/F_1$ от коэффициента инжекции $U = Q_2/Q_1$, от соотношения удельных весов инжектирующего и инжектируемого газов $\lambda = \gamma_1/\gamma_2$, а также от аэродинамического совершенства смесителя, характеризующегося величиной ξ .

Следует обратить внимание на то, что в уравнение (10-17) не входит давление инжектирующего газа. Это означает, что коэффициент инжекции не зависит от давления газа, т. е. инжекционные горелки обладают в известных пределах свойством саморегулирования, о котором сказано ранее (стр. 203).

Проанализируем теперь уравнение (10-17) с точки зрения допустимого предела повышения аэродинамического сопротивления системы. Для этой цели рассмотрим случай, когда сопротивление смесителя настолько велико, что $\left(1 + \frac{\xi}{2}\right) = \Phi$. Коэффициент λ примем для упрощения равным единице.

Тогда уравнение (10-17) примет вид:

$$(1 + U)^2 = 1 \quad (10-18)$$

или

$$1 + U = 1. \quad (10-19)$$

Следовательно, в этом случае $U = 0$, т. е. инжекция не происходит. Таким образом, условием осуществимости инжекции является неравенство

$$\Phi > \left(1 + \frac{\xi}{2}\right). \quad (10-20)$$

Практически сопротивление газогорелочной системы может повыситься по двум причинам: из-за аэродинамического несовершенства смесителя или из-за роста противодавления в топке. Даже наиболее совершенное инжекционное устройство может инжектировать воздух только при условии, что давление газо-воздушной смеси, получаемой в смесителе, превышает противодавление в топке. Расчетным путем нетрудно установить, что при подаче природного газа в инжекционную горелку под давлением 0,2—0,5 ат давление газо-воздушной смеси составляет всего лишь 6—16 мм вод. ст. Это означает, что противодавление топки, в которой установлены инжекционные горелки, не должно превышать 5—6 мм вод. ст. Небольшое противодавление порядка 0,5—1 мм вод. ст. отражается на работе инжекционных горелок лишь постольку, поскольку при этом несколько снижается коэффициент инжекции, особенно в случаях уменьшения избыточного давления природного газа перед горелкой до 0,15 ат и ниже. В отличие от этого разрежение, которое обычно имеется в топках паровых котлов, благоприятно отражается на инжекционной способности рассматриваемых горелок.

Следует отметить, что изложенный здесь метод расчета инжекции является наиболее простым и наглядным. Пользуясь этим методом, можно с приемлемой точностью определить, какое отношение диаметра кратера к диаметру газового сопла способно обеспечить требуемый коэффициент инжекции. На основании такого упрощенного расчета изготавливается несколько газовых сопел. Диаметр выходного отверстия у одного из сопел равен расчетному значению, а у остальных отличается от расчетной величины на 0,1—

0,2 мм. Окончательный выбор диаметра газового сопла целесообразно производить в рабочих условиях на основании газового анализа продуктов горения. Так, лучше всего корректируется расчет, причем специфические условия, в которых осуществляется инжекция, учитываются суммарно.

В последнее время делаются попытки разработать метод, позволяющий точно определить величину D_3/d_1 , без последующей корректировки по данным газового анализа [Л. 158]. Однако этот новый метод нуждается в дополнительной экспериментальной проверке.

То же самое можно сказать и о несколько более сложном методе расчета инжекционных смесителей, разработанном А. А. Иониным (Московский строительный институт им. В. В. Куйбышева). Метод основан на определении наивыгоднейшего отношения скорости подсасываемого воздуха к скорости инжектирующего газа. Таким путем находятся оптимальные условия работы смесителя, соответствующие наибольшему к. п. д. струйного аппарата [Л. 159].

Возвращаясь к описанию упрощенного метода расчета инжекцион-

ных горелок, следует отметить, что он не дает возможности определять оптимальные значения продольных размеров инжекционного устройства, от которых в известной степени зависит к. п. д. инжекции. Продольные размеры смесителей инжекционного типа обычно определяют по эмпирическим соотношениям. В частности, для горелок Стальпроекта (рис. 10-11) приняты следующие соотношения:

$$l_1 = 4,0 \div 4,1 D_3; \quad (10-21)$$

$$l_2 = \frac{D_4 - D_2}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}; \quad (10-22)$$

$$l_3 = (0,2 \div 0,25) D_3; \quad (10-23)$$

$$l_4 = D_3; \quad (10-24)$$

$$l_5 = (0,15 \div 0,2) D_3. \quad (10-25)$$

В уравнениях (10-21) — (10-25) приняты следующие обозначения:

α — угол раскрытия диффузора (принимается в пределах от 5 до 8°);

D_3 — диаметр кратера;

D — диаметр выходного сечения диффузора, принимаемый равным $1,25 D_3$ для того,

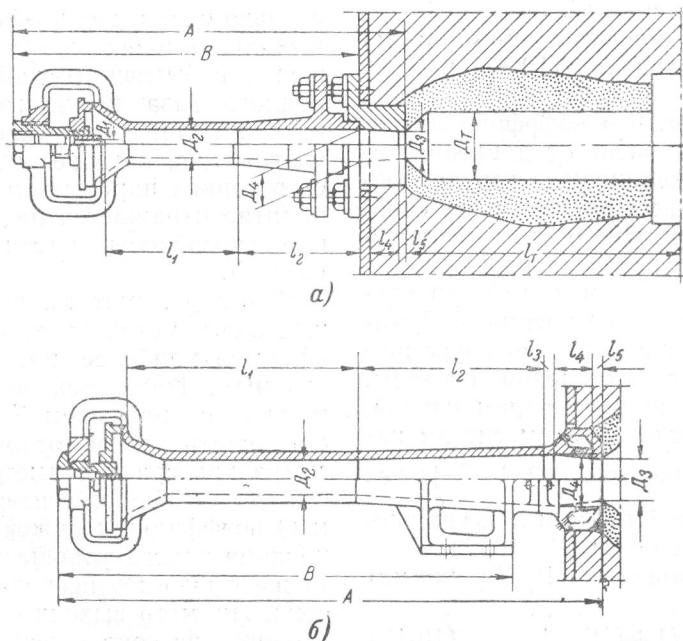


Рис. 10-11. Инжекционные смесители Стальпроекта для природного газа.

а — диаметр кратера 32—56 мм; б — диаметр кратера 65—205 мм.

чтобы выравнять поток газоз-воздушной смеси, поступающей в камеру горения, и таким образом затруднить проскоки пламени в смеситель;

D_2 — диаметр горловины, принимаемый равным 0,8—1,0 D_3 .

Для определения основных размеров горелочного огнеупорного туннеля (диаметра D_T и длины l_T) обычно пользуются следующими зависимостями:

$$D_T = 2,5 D_3;$$

$$l_T = 2,4 D_T + 30 \text{ мм.}$$

Эти соотношения обеспечивают устойчивое зажигание газоз-воздушной смеси. При длине туннеля, меньшей $2,4 D_T$, например при $l_T = 1,2 D_T$, возможен присос газов извне, и если температура присасываемых газов недостаточно велика, то он способен ослабить устойчивость горения. Если же сжигается газ, имеющий высокую температуру горения, то укорочение туннеля целесообразно, так как, не отражаясь заметно на устойчивости горения, присос газов из топки может смягчить температурный режим стенок туннеля.

Кроме формул и уравнений, по которым определяются размеры инжекционных смесителей, в расчете инъекции пользуются формулами для определения скорости и расхода газа, вытекающего из сопла.

Выбор формул для определения скорости или расхода газа производится в зависимости от давления газа перед соплом.

Если давление газа перед соплом не превышает $\sim 1000 \text{ мм вод. ст.}$, то можно пользоваться формулами

$$\omega = \varphi_{ск} \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}}; \quad (10-26)$$

$$V = 3600 f \varepsilon \omega = 3600 f (\varepsilon \varphi_{ск}) \times$$

$$\times \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}} =$$

$$= 3600 f \mu \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}}, \quad (10-27)$$

где ω — скорость истечения газа, м/сек ;

V — расход газа, $\text{м}^3/\text{ч}$;

f — площадь поперечного сечения выходного отверстия газового сопла, м^2 ;

ε — коэффициент истечения, учитывающий сжатие струи и принимаемый равным 0,7—0,87 для наиболее распространенных форм сопла;

$\varphi_{ск}$ — коэффициент скорости, принимаемый равным 0,9—0,98 в зависимости от конструкции сопла;

$\varepsilon \varphi_{ск}$ — коэффициент расхода, принимаемый равным 0,6—0,9;

$p_1 - p_2$ — разность между давлением газа перед соплом и давлением среды, в которую происходит истечение (противодавлением), кгс/м^2 ;

γ — удельный вес газа, кг/м^3 ;

g — ускорение силы тяжести ($9,81 \text{ м/сек}^2$).

Если давление газа перед соплом больше $\sim 1000 \text{ мм вод. ст.}$, но $p_2/p_1 > v_{кр}$, расчет ведется по формулам истечения при адиабатическом расширении:

$$\omega = \varphi_{ск} \times$$

$$\times \sqrt{2g \frac{k}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}; \quad (10-28)$$

$$V = 3600 f \varepsilon \omega = 3600 f \mu \times$$

$$\times \sqrt{2g \frac{k}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (10-29)$$

где R — газовая постоянная, $\text{кгс} \cdot \text{м/кг} \cdot \text{град}$;

T_1 — абсолютная температура газа перед соплом, $^\circ\text{K}$;

k — показатель адиабаты.

Остальные обозначения такие же, как в формулах (10-26) и (10-27). Численные значения k и $v_{кр}$ для различных газов приведены ниже.

Газ	k	$v_{кр}$	a
Двухатомные (воздух)	1,40	0,528	2,14
Метан	1,31	0,537	2,08
Этан	1,20	0,563	1,97
Пропан	1,13	0,570	1,95
Бутан	1,11	0,572	1,95

Наконец, в тех случаях, когда $p_2/p_1 < v_{кр}$, например при подаче природного или сжиженного* газа в горелки под избыточным давлением выше 0,9—1,0 ат, газовое сопло должно, как правило, иметь расширяющуюся форму (сопло Лавала). Обычное коническое суживающееся сопло при этих условиях работает с низким коэффициентом расхода, так как в его выходном сечении устанавливается критическое давление $p_{кр} > p_2$ и дальнейшее расширение газа от давления $p_{кр}$ до давления p_2 происходит с повышенными потерями за пределами сопла [Л. 160]. Следует все же иметь в виду, что точное изготовление сопел Лавала малого диаметра затруднительно. По этой причине иногда наблюдается, что переход от обычных сопел на расширяющиеся не только не увеличивает коэффициент расхода, но даже уменьшает его на 4—6% [Л. 161].

Весовой расход газа через сопло Лавала определяется по формуле

$$G_1 = 3600 a f_0 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}, \text{ кг/ч, (10-30)}$$

где

$$a = \sqrt{2g \frac{k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}} - \text{коэффициент, численные значения которого определяются по данным, приведенным на стр. 201;}$$

f_0 — узкое сечение сопла Лавала, м^2 ;

p_1 — абсолютное давление газа перед соплом, кгс/м^2 ;

v_1 — удельный объем газа перед соплом, $\text{м}^3/\text{кг}$.

Пример 3. Определить основные размеры инжекционного смесителя для сжигания природного газа. Производительность горелки 140 $\text{м}^3/\text{ч}$. Газ подается в смеситель под избыточным давлением 0,3 ат. Каждый кубометр газа должен подсасывать из атмосферы 10,5 м^3 воздуха, что соответствует коэффициенту избытка воздуха $\alpha=1,1$. Удельный вес природного газа при нормальных условиях $\gamma_r=0,769 \text{ кг/м}^3$.

Решение.

1. Отношение абсолютного давления среды, в которую происходит истечение га-

за ($p_2=1 \text{ ат}$), к абсолютному давлению перед соплом составляет:

$$v = \frac{p_2}{p_1} = \frac{1}{1+0,3} = 0,77.$$

Полученное значение превышает 0,537 (см. стр. 201), вследствие чего в данном случае нужно ставить суживающееся коническое сопло.

2. Определяем сечение газового сопла, необходимое для подачи 140 $\text{м}^3/\text{ч}$ природного газа при заданном давлении. Воспользуемся формулой (10-29) в следующем виде:

$$f_1 = \frac{V}{3600 \mu \sqrt{2g \frac{k}{k-1} RT_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}}.$$

Задается значениями $\mu=0,85$; $T_1=293^\circ \text{С}$. Коэффициент k принимаем для природного газа, как для метана, равным 1,31. Газовую постоянную определяем по формуле

$$R = \frac{pv}{T} = \frac{p}{T\gamma},$$

в которую подставим значения p , T и γ , относящиеся к нормальным условиям (0°С и 760 мм рт. ст.). Тогда

$$R = \frac{10330}{273 \cdot 0,769} = 49,3 \text{ кгс} \cdot \text{м/кг} \cdot ^\circ \text{град}$$

и далее

$$f_1 = \frac{140}{3600 \cdot 0,85 \sqrt{2 \cdot 9,81 \frac{1,31}{0,31} 49,3 \cdot 293 \times \dots}} = 17,1 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2.$$

3. Определяем диаметр выходного сечения газового сопла:

$$d_1 = \sqrt{\frac{0,000171}{0,785}} = 0,0148 \text{ м}.$$

Принимаем $d_1 = 14,8 \text{ мм}$.

4. Требуемый объемный коэффициент инжекции по условию

$$U = \frac{Q_2}{Q_1} = \frac{10,5}{1} = 10,5.$$

5. Соотношение удельных весов газа и воздуха составляет:

$$\lambda = \frac{\gamma_1}{\gamma_2} = \frac{0,769}{1,293} = 0,594.$$

6. Подставляем полученные величины в основное уравнение инжекции (10-17), считая, что коэффициент сопротивления горелки

* Метод расчета инжекционных горелок, работающих на сжиженных газах, разработан А. Е. Ериновым [Л. 162].

ξ равен сумме $\xi_1 + \xi_2$, где ξ_1 — коэффициент сопротивления воздухоприемного устройства, а ξ_2 — диффузора; на основании практических данных численное значение коэффициента ξ можно принять равным 0,2, тогда

$$\Phi = \frac{D_3^2}{d_1^2} = (1 + 10,5) \left(1 + \frac{10,5}{0,594} \right) \left(1 + \frac{0,2}{2} \right) = 235,5;$$

$$\frac{D_3}{d_1} = \sqrt{235,5} = 15,4.$$

Полученное соотношение диаметров совпадает со значением, определенным автором экспериментальным путем при сжигании дашавского природного газа в инжекционных горелках крупного калибра [Л. 145]. Позднее приблизительно такое же значение ($D_3/d_1 = 15,3$) было получено экспериментально Е. С. Раменской и А. Е. Ериновым и положено в основу нормалей на горелки типа ГИП, разработанных институтом Теплопроект [Л. 163].

В отличие от этого нормали Стальпроекта на прямые инжекционные смесители были составлены в 1947 г., исходя из соотношения D_3/d_1 , равного 14,2, причем смесители были рассчитаны правильно, но теоретическое количество воздуха, необходимое для сгорания 1 м³, ошибочно было принято равным 9,2 м³ вместо 9,4—10,1 м³. По этой причине на ряде заводов, где не производилась корректировка по данным газового анализа, инжекционные горелки Стальпроекта не обеспечивали нужный подсос воздуха и полное сгорание природного газа.

В 1961 г. Стальпроектом введены новые нормы Р4-60 на инжекционные горелки, рассчитанные на сжигание природного газа с теплотой сгорания 835 ккал/м³. Для прямых инжекционных смесителей значения D_3/d_1 рекомендуется принимать равными 15,4 или, с некоторым запасом, 15,6. Так, например, при сжигании природного газа с коэффициентом избытка воздуха не менее 1,05 в смесителе, имеющем диаметр кратера 235 мм, определяющий размер газового сопла (внутренний диаметр) не должен превышать 15,1 мм. Указанное соотношение D_3/d_1 получено расчетным путем, исходя из условия, что давление в топке находится в пределах от —2 до +2 мм вод. ст. [Л. 164].

7. Диаметр кратера

$$D_3 = 15,4 \quad d_1 = 15,4 \cdot 14,8 = 228 \text{ мм.}$$

8. Для определения остальных размеров смесителя (рис. 10-11) воспользуемся соотношениями (10-21)—(10-25):

$$D_2 = 0,8 \quad D_3 = 0,8 \cdot 228 = 182 \text{ мм;}$$

$$D = 1,25 \quad D_3 = 1,25 \cdot 228 = 285 \text{ мм;}$$

$$l_1 = 4,0 \quad D_3 = 4,0 \cdot 228 = 910 \text{ мм;}$$

$$l_2 = \frac{D - D_2}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} = \frac{285 - 182}{2 \cdot 0,06} = 860 \text{ мм;}$$

$$l_3 = 0,2 \quad D_3 = 0,2 \cdot 228 = 45 \text{ мм;}$$

$$l_4 = D_3 = 228 \text{ мм;}$$

$$l_5 = 0,15 \quad D_3 = 0,15 \cdot 228 = 34 \text{ мм.}$$

9. Основные размеры туннеля:

$$D_T = 2,5 \quad D_3 = 2,5 \cdot 228 = 570 \text{ мм;}$$

$$l_T = 1,2 \quad D_T = 1,2 \cdot 570 = 680 \text{ мм.}$$

10-4. ВЫБОР ДАВЛЕНИЯ ГАЗА ПЕРЕД ИНЖЕКЦИОННЫМИ ГОРЕЛКАМИ ОДНОПРОВОДНОГО ТИПА

Инжекционные горелки, в которых газ подсасывает из атмосферы весь воздух, необходимый для горения, обладают рядом преимуществ, к числу которых следует отнести возможность сжигания газа с высокими объемными теплоснапряжениями, автоматическое пропорционирование газо-воздушной смеси, не требующее применения сложных регуляторов, и т. п. Однако по сравнению с горелками других типов они работают при более высоком давлении газа в подводящем газопроводе, тем более высоком, чем выше теплота сгорания сжигаемого газа и, следовательно, чем больше объем воздуха, инжектируемого сжигаемым газом.

Исследования процесса сжигания, проведенные автором в Энергетическом институте им. Г. М. Кржижановского под руководством М. Б. Равича [Л. 124, 56], показали возможность значительного снижения давления газа перед инжекционными горелками даже при сжигании высококалорийных газов (до 0,12—0,13 мм вод. ст. на 1 ккал теплоты сгорания газа).

Выбор рабочего давления газа перед инжекционными горелками однопроводного типа производится с учетом необходимости обеспечения:

- а) инъекции газом нужного количества воздуха;
- б) заданного расхода газа;
- в) заданных пределов регулирования расхода газа.

Если рассматривать первое условие без учета особенностей работы горелок предварительного смешения

ния, то его можно выполнить при любом давлении газа перед горелкой, так как в основное уравнение инъекции (10-17) давление инжектирующей среды не входит.

В действительности же туннельные горелки однопроводного типа могут устойчиво работать только при том условии, что скорость истечения газо-воздушной смеси находится в определенных пределах.

Во избежание проскока пламени в смеситель скорость истечения газо-воздушной смеси из кратера должна быть больше некоторого минимального значения ($w_{\min}$), зависящего для холодной смеси от ее состава и конструкции горелки.

В горелках с кратером, выполненным в виде конфузора (рис. 10-11), проскок пламени в смеситель происходит в том случае, когда скорость истечения газо-воздушной смеси снижается до значений, указанных в табл. 10-2 [Л. 56].

Таблица 10-2
Скорость истечения смеси, м/сек

Сжигаемый газ	Работа на холодном воздухе	Работа на воздухе, подогретом до 300—400° С
Природный	Проскоков не было	3—4
Нефтезаводской	7	8 (при водоохлаждаемом кратере)
Сжиженный (бутан-пропановая смесь)	2,8	4

Данные, приведенные в табл. 10-2, получены при исследовании горелки с диаметром кратера 37 мм. В горелках большего калибра опасность проскока увеличивается, особенно при сжигании газов с высокой скоростью распространения пламени (коксовый, водяной и т. п.). В этих случаях следует избегать работы со скоростью истечения смеси из кратера менее 12—15 м/сек. При сжигании в горелках предварительного смешения большего калибра газов, содержащих высокий процент балласта, можно работать на сниженных скоростях истечения смеси. Например, по данным А. В. Арсеева, проскок пламени при сжигании

доменного газа в горелках с диаметром кратера 200 мм наблюдался при скорости истечения газо-воздушной смеси около 3 м/сек, а в горелках с диаметром кратера 500 мм — при 4,2 м/сек [Л. 61].

Не следует также упускать из виду, что нередко к горелкам предъявляется требование устойчивой работы при различных форсировках. Например, бывает необходимо обеспечить возможность изменения расхода сжигаемого в горелке газа при регулировании его в 2—3 раза. В соответствии с заданными пределами регулирования следует выбирать давление газа таким образом, чтобы оно обеспечило, с одной стороны, возможность работы на требуемом максимальном расходе газа и, с другой стороны, возможность уменьшения расхода газа в заданное число раз без опасности проскока. Такая необходимость возникает, например, при быстром разогреве печи до нужной температуры, когда горелка работает на форсированном режиме. Когда эта температура получена, требуется лишь поддерживать печь в нагретом состоянии, для чего нужно значительно сократить расход сжигаемого газа. Наряду с этим следует обратить внимание на то, что в некоторых случаях целесообразно при необходимости уменьшать количество сжигаемого газа, регулировать расход газа в печи не путем изменения подачи газа в горелки, а путем выключения резервных горелок.

Следовательно, вопрос о минимальном давлении газа, необходимом для инъекции газом нужного количества воздуха, можно решать только в совокупности с вопросом обеспечения устойчивости горения, так как требуемое давление газа в большой мере зависит от заданных пределов регулирования производительности горелок.

Кроме того, при выборе давления газа перед горелкой нужно учитывать также второе условие — необходимость обеспечения заданного расхода газа.

Обычно при решении этого вопроса представляется возможность

выбирать в известных пределах число горелок и их калибр.

Воспользуемся одной из формул для определения расхода газа, например формулой (10-27), представленной в следующем виде:

$$V = 3600 n f_1 \sqrt{2g \frac{p}{\gamma}}, \quad (10-31)$$

где V — общее количество сжигаемого газа, $\text{м}^3/\text{ч}$;

n — число горелок, устанавливаемых в печи;

f_1 — площадь сечения газового сопла устанавливаемой горелки, м^2 ;

p — избыточное давление газа перед горелкой, $\text{кгс}/\text{м}^2$.

Остальные обозначения такие же, как в формуле (10-27).

Если расход газа V известен, формулу (10-31) целесообразно представить в следующем виде:

$$p = \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{V}{3600 n f_1} \right)^2. \quad (10-32)$$

Из выражения (10-32) видно, что давление газа перед горелкой можно выбрать в зависимости от числа горелок и их калибра. Если заданный расход газа V нужно обеспечить при минимальном давлении газа перед горелкой, то в формулу (10-32) следует подставить по возможности большие значения n и f_1 . Если же, наоборот, нужно обеспечить компактность установки, уменьшая число горелок и их калибр, то в формулу (10-32) следует подставить максимальное значение давления газа, которым располагает потребитель.

На рис. 10-12 показан график изменения расхода природного газа в зависимости от давления газа перед горелкой. Например, расход газа $14 \text{ м}^3/\text{ч}$ может быть обеспечен при работе:

а) горелки с диаметром кратера 56 мм при избыточном давлении газа $0,6 \text{ ат}$ (точка a на кривой 1);

б) горелки с диаметром кратера 65 мм при избыточном давлении газа $0,34 \text{ ат}$ (точка b на кривой 2) и, наконец,

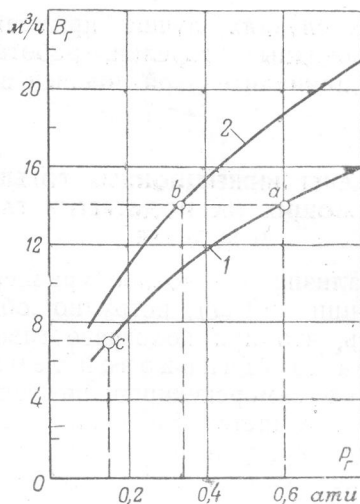


Рис. 10-12. Изменение расхода природного газа в зависимости от давления газа перед горелкой.

1 — горелка с диаметром кратера 56 мм; 2 — горелка с диаметром кратера 65 мм.

в) двух горелок с диаметром кратера 56 мм при избыточном давлении газа $0,15 \text{ ат}$ (точка c на кривой 1).

При выборе типа и размеров инжекционных горелок следует обращать внимание на то, что довольно часто потребители снабжаются газом повышенного давления. Это имеет место при подаче: а) природного газа под давлением пласта, искусственно снижаемым лишь до некоторого предела из соображений техники безопасности; б) городского газа из сети среднего давления; в) газа, получаемого в газогенераторах, работающих под давлением.

В указанных случаях особенно выгодно пользоваться инжекционными горелками однопроводного типа, рассчитанными на работу в располагаемом диапазоне давления газа.

Если потребитель располагает газом низкого давления, то пользоваться инжекционными горелками однопроводного типа, искусственно повышая при помощи газодувок давление газа (особенно высококалорийного), невыгодно, так как энергетический к. п. д. смесителей при инъекции воздуха из атмосферы ($0,2-0,4$) ниже, чем к. п. д. дутьевого вентилятора ($0,55-0,66$).

В этих случаях лучше применять двухпроводные горелки, работающие с принудительной подачей воздуха.

10-5. РАСЧЕТ ИНЖЕКЦИОННЫХ ГОРЕЛОК, РАБОТАЮЩИХ НА ПОДОГРЕТЫХ ГАЗЕ И ВОЗДУХЕ

Анализируя основное уравнение инжекции (10-17), нетрудно обнаружить, что при подогреве газа и воздуха до одинаковой температуры саморегулирование горелки не нарушается. Если же изменяется температура только одного из компонентов горения, то саморегулирование нарушается, и для получения прежнего коэффициента инжекции необходимо изменить соотношение диаметра кратера к диаметру газового сопла.

В общем виде схема работы инжекционной горелки на подогретых газе и воздухе показана на рис. 10-13. Сжигаемый газ подогревается в газовом рекуператоре 1 и поступает в инжекционную горелку 2, где он подсасывает из атмосферы воздух, подогреваемый в воздушном рекуператоре 3. Образующаяся газо-воздушная смесь сжигается в туннеле 4. Продукты горения проходят через рабочую камеру 5, где находятся подогреваемые изделия, и затем поступают через рекуператоры 3 и 1 в боров.

Такая схема использования тепла уходящих газов применяется

только при сжигании низкокалорийных газов, например при отоплении методических печей коксо-доменным газом. При сжигании газов с теплотой сгорания выше 2000 ккал/м^3 в рекуператоре подогревают только воздух.

Долгое время считалось, что при сжигании высококалорийных газов, когда одним кубометром газа требуется подсосать 9—10 и более кубометров воздуха, инжекционные горелки полного предварительного смешения вообще не применимы. В печати отмечалось, что одним из недостатков инжекционных горелок для природного газа является несовместимость с рекуперативным подогревом воздуха, так как, например, для инжекции воздуха, имеющего температуру 400°C , требуется повышение давления газа по крайней мере до 1,5—2,5 ат.

Экспериментальные исследования, проведенные в ЭНИН, показали, что при сжигании высококалорийного газа (природного, нефтезаводского и др.) в инжекционных горелках полного предварительного смешения при подогреве воздуха до $300\text{—}400^\circ\text{C}$ давление газа перед горелкой можно снижать до 0,3—0,4 ат. Проскока пламени в смеситель не наблюдалось [Л. 165], несмотря на низкие скорости истечения смеси из кратера горелки.

При рассмотрении данного вопроса следует принимать во внимание аэродинамическое сопротивление

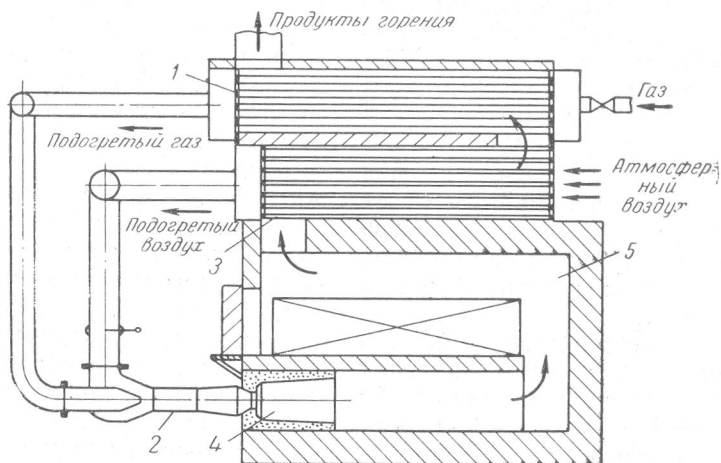


Рис. 10-13. Схема работы инжекционной горелки на подогретом газе и подогретом воздухе.

ние воздушного тракта рекуператора. Естественно, что если оно повышено, то инжекция подогретого воздуха затрудняется. В связи с этим представляют интерес результаты исследования, проведенного в Институте газа АН УССР А. Е. Ериновым. Природный газ сжигался в инжекционной горелке, работающей в сочетании с воздушным рекуператором типа РИМ, обладающим большим аэродинамическим сопротивлением воздушного тракта ($\xi=3$). При этих условиях давление газа перед горелкой пришлось повышать в 4—5 раз для того, чтобы теплопроизводительность горелки не изменялась по сравнению с работой на холодном воздухе [Л. 166]. В связи с этим А. Е. Ериновым было дано предложение применять для указанных целей рекуператоры типа «термоблок».

Вышеописанные исследования доказали принципиальную возможность применения инжекционных горелок полного предварительного смешения для сжигания высококалорийных газов в сочетании с рекуперативным подогревом воздуха. Одновременно было выявлено, что указанное сочетание целесообразно лишь при следующих условиях: а) пределы регулирования расхода газа невелики или есть возможность регулирования общего расхода газа включением и выключением отдельных горелок; б) аэродинамическое сопротивление воздушного тракта рекуператора невелико. Если эти условия не соблюдаются, лучше применять горелки, работающие с принудительной подачей воздуха от вентилятора.

Особенности расчета инжекционных горелок при работе на подогретых газе и воздухе без принудительной подачи последнего* сводятся к учету:

а) зависимости расхода газа и воздуха от температуры их подогрева;

* Данные горелки уже не являются в полном смысле этого слова однопроводными, так как воздух инжектируется не непосредственно из атмосферы, а через рекуператор и трубопровод горячего воздуха.

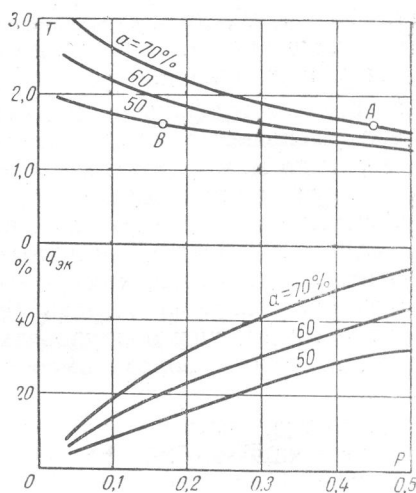


Рис. 10-14. Зависимость $q_{эк}$ (экономии тепла, отнесенной к расходу тепла без рекуперации) и T (отношение сэкономленного тепла к рекуперированному теплу) от степени рекуперации P .

б) зависимости удельного веса газа и воздуха от температуры их подогрева;

в) сопротивления рекуператора и воздухопровода, через которые приходится просасывать подогреваемый воздух;

г) необходимости работать с более высокой скоростью истечения смеси из кратера горелки, чем при сжигании холодной смеси.

Кроме того, в ряде случаев важно оценить экономическую целесообразность рекуперации тепла уходящих газов.

С этой целью рассмотрим графики, представленные на рис. 10-14.

Нижний график иллюстрирует зависимость экономии тепла от степени рекуперации P при различных значениях $\alpha = q_2 + q_3$. Из этого графика видно, что рекуператоры тем больше экономят тепла, а следовательно и топлива, чем выше потери тепла с продуктами горения в печи до установки рекуператоров и, естественно, чем больше степень рекуперации тепла продуктов горения. Верхний график дает представление о том, сколько калорий, вносимых в печь в виде потенциального тепла топлива, экономит каждая калория тепла, возвращаемая в печь рекуперативным путем. Для этой цели по оси ординат отложена ве-

личина $T = q_{\text{эк}}/aP$, представляющая собой отношение сэкономленного тепла к рекуперированному.

Из верхнего графика видно, что по мере уменьшения потери тепла $a = q_2 + q_3$ и по мере увеличения степени рекуперации величина T уменьшается (оставаясь, однако, во всех случаях больше единицы). Следовательно, в отношении экономии топлива в первую очередь рекуператорами должны оборудоваться печи, имеющие более высокое значение a .

В качестве иллюстрации рассмотрим точки A и B . Точка A показывает, что одна калория рекуперированного тепла заменяет 1,65 калорий тепла, получаемого путем сжигания топлива, при степени рекуперации 0,45 в случае $a = 70\%$. При значении a , равном 50%, такая же эффективность ($T = 1,65$) может быть достигнута при степени рекуперации всего лишь 0,17 (точка B).

Выбор степени рекуперации тесно связан с окупаемостью рекуператоров. Если принимать невысокую степень рекуперации, то рекуператор окупится в сравнительно короткий срок. При более длительном сроке окупаемости можно увеличить поверхность нагрева рекуператора и обеспечить более глубокое охлаждение дымовых газов.

Пример 4. Для горелки, рассчитанной в предыдущем примере, определить, как требуется изменить диаметр газового сопла, если вместо холодного воздуха будет инжектироваться воздух, подогретый до 300°С. Коэффициент сопротивления рекуператора по воздушному тракту $\xi_p = 0,5$. Тепловая производительность горелки должна остаться прежней.

Решение.

1. Определим объемный коэффициент инжекции с учетом подогрева воздуха до температуры 300°С. Температуру газа принимаем равной 30°С, а коэффициент избытка воздуха равным 1,05, тогда

$$U = \frac{9,5 \cdot 1,05 \left(1 + \frac{300}{273}\right)}{1 \left(1 + \frac{30}{273}\right)} = 20,8.$$

2. Соотношение удельных весов газа и воздуха составляет:

$$\lambda = \frac{0,769 \left(1 + \frac{300}{273}\right)}{\left(1 + \frac{30}{273}\right) 1,293} = 1,24.$$

3. Определим диаметр газового сопла. Считая диаметр кратера неизменным, воспользуемся формулой (10-17)

$$d_1 = \frac{D_3}{\sqrt{\Phi}} = \frac{228}{\sqrt{(1 + 20,8) \left(1 + \frac{20,8}{1,24}\right) \left(1 + \frac{0,2 + 0,5}{2}\right)}} = 9,9 \text{ мм.}$$

Следовательно, если диаметр кратера остается неизменным, то подогрев инжектируемого воздуха связан с необходимостью уменьшения диаметра газового сопла (9,9 мм вместо 14,8 мм).

4. Определим расход газа при работе с рекуперацией тепла путем подогрева воздуха в рекуператоре. Воспользуемся приближенной формулой

$$Q_1 = B_1 Q_n + T B_1 V_0 \alpha c t,$$

где Q_1 — тепловая производительность горелки, которая по условию задачи должна оставаться прежней, а именно $140 \cdot 8564 = 1\,200\,000$ ккал/ч;

Q_n — низшая теплота сгорания природного газа, принятая равной 8564 ккал/м³;

B_1 — искомый расход газа при работе с рекуператором, м³/ч;

V_0 — количество воздуха, теоретически необходимое для сжигания одного кубометра газа, м³/м³ газа;

α — коэффициент избытка воздуха;

t — температура воздуха перед горелкой, °С;

c — средняя теплоемкость воздуха от 0° до t , ккал/м³ · град;

T — коэффициент, учитывающий, что каждая калория тепла, рекуперированного воздухом, экономит более одной калории тепла, вносимого в печь путем сжигания топлива.

Примем, что физическое тепло продуктов полного горения составляет 70% химически связанного тепла газа, сжигаемого в данной печи. Допустим, кроме того, что путем рекуперации в печь возвращается 15% физического тепла продуктов горения. При этих условиях (см. рис. 10-14) $T = 2,47$ ккал, тогда

$$B_1 = \frac{Q}{Q_n + T V_0 \alpha c t} = \frac{1\,200\,000}{8564 + 2,47 \cdot 9,5 \cdot 1,05 \cdot 0,315 \cdot 300} = 109 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

5. Определим скорость истечения газа из газового сопла при нормальных условиях:

$$\omega_1 = \frac{B_1}{3\,600 \cdot 0,785D} = \frac{109}{3\,600 \cdot 0,785 \cdot 0,0099^2} = 395 \text{ м/сек.}$$

6. Определим скорость истечения газовой смеси из кратера горелки:

$$\omega_3 = \frac{109 \left[1 + 9,5 \cdot 1,05 \left(1 + \frac{300}{273} \right) \right]}{3\,600 \cdot 0,785 \cdot 0,228^2} =$$

$$= 16,2 \text{ м/сек.}$$

Для работы горелки на подогретом воздухе при указанных значениях ω_1 требуется повысить избыточное давление природного газа перед горелкой до 1,5—1,7 ат. Снизив скорости ω_1 и ω_3 до значений, допустимых по соображениям устойчивости горения, можно уменьшить избыточное давление газа до 0,42—0,45 ат. На практике снизить давление газа перед горелкой по сравнению с расчетным удастся еще благодаря тому, что в большинстве случаев топki работают под некоторым разрежением, облегчающим процесс инжекции.

ГЛАВА ОДИННАДЦАТАЯ

СЖИГАНИЕ ГАЗА В ТОПКАХ ПАРОВЫХ КОТЛОВ

11-1. КОТЛЫ БОЛЬШОЙ МОЩНОСТИ

В котельных агрегатах, специально запроектированных для работы на газе, преимущества использования этого вида топлива можно реализовать наиболее полно (особенно при работе топki под давлением). Однако «чисто газовые» котлы проектируются и сооружаются только в виде исключения, например для районов устойчивого газоснабжения.

Применительно к электростанциям снабжение газом считается достаточно надежным только в тех, пока крайне редких, случаях, когда имеется возможность оборудовать их двумя независимыми газопроводами, присоединенными к различным газовым промыслам (или к одному газовому промыслу и к мощному подземному газохранилищу).

Гораздо проще и дешевле обходится строительство электростанций, работающих попеременно на газе и мазуте или на газе и твердом топливе.

В связи с резко выраженным сезонным характером использования газа для отопительных и некоторых других целей многие котлоагрегаты электростанций являются буферными потребителями газа, выравнивающими график бытовых и технологических нагрузок. По этой причине должна быть предусмотрена возможность сжигания в их топках не менее, чем двух видов топлива, из которых один является основ-

ным, а другой — резервным. Для котлов, работающих в блоке с турбинами, обычно отдают предпочтение не раздельным, а комбинированным (газо-мазутным и пылегазовым) горелкам, так как применение последних позволяет легче обеспечить длительность работы агрегата (не менее 4 000—5 000 ч), гибкость регулирования нагрузки (в пределах от 100 до 25%), быстрый переход с одного вида топлива на другой и т. п.

Начальный период использования газового топлива на электростанциях нашей страны характерен переводом на газ паровых котлов различных типов с малонапряженными топками (Q/V до 200—250 тыс. ккал/м³·ч), предназначенными для сжигания пылевидного или, реже, жидкого топлива.

Почти всегда в таких случаях предусматривалось сохранение готовности котлоагрегата к, по возможности, быстрому переходу на сжигание прежнего топлива. Данное условие накладывало отпечаток на характер реконструкции существующих пылеугольных или мазутных горелочных устройств, которая сводилась, как правило, к подводу газа к амбразурам горелок и распределению того или иного количества газовых струй в сносящем потоке воздуха, поскольку тепловая производительность, сечение амбразур, количество и место установки горелок в топке котла сохранялись прежними.

Практика такого перевода котлов электростанций на газовое топливо показала, что довольно часто приходится принимать специальные меры для того, чтобы температура перегретого пара осталась на прежнем уровне в заданном диапазоне нагрузок и избытков воздуха. Известны случаи, когда температура перегретого пара снижалась по сравнению с заданным уровнем на $30\text{--}40^\circ\text{C}$ (например, при переходе с подмосковного угля на природный газ), и случаи, когда, наоборот, температура пара увеличивалась на $8\text{--}15^\circ\text{C}$ (при переходе с мазута на природный газ).

При разработке мероприятий, которые необходимо осуществить для того, чтобы сохранить температуру перегретого пара на прежнем уровне, следует в первую очередь учитывать, с какого вида топлива и на какой газ переводится котел. В зависимости от этого, а также от конструкции топки (в частности, от степени ее экранирования) выбирается метод сжигания газа.

Если есть опасение, что переход на газовое топливо приведет к повышению температуры перегретого пара, то следует принимать меры к тому, чтобы улучшить теплоотдачу в топке. Это иногда удается путем увеличения светимости факела, но одновременно нужно следить за тем, чтобы при этом не произошло резкого повышения потери тепла от химического недожога и сильного снижения температуры факела. Другими средствами снижения температуры перегретого пара являются: включение пароохладителей, рециркуляция продуктов горения из дымоходов в топку и уменьшение поверхности нагрева пароперегревателя. Само собой разумеется, что последнее мероприятие не может осуществляться в тех случаях, когда переход на газовое топливо имеет временный характер.

Если же требуется осуществление мероприятий, позволяющих повысить температуру уходящих из топки продуктов горения, а следовательно, и температуру перегретого пара, то считается целесооб-

разным улучшать смешение сжигаемого в горелках газа с воздухом. Иногда для той же цели в верхней части топки устанавливают дополнительные горелки, производительность которых составляет $15\text{--}20\%$ производительности основных горелок. Следует добавить, что при переводе котлов на газ необходимо принимать во внимание степень загрязнения поверхностей нагрева.

Рассмотрим несколько примеров перевода котлов большой мощности на газовое топливо.

В качестве первого примера можно рассмотреть перевод на газ котла ТП-3 производительностью 200 т/ч [параметры пара 34 ат (абс.) и 420°C], работавшего на донецком тощем угле со следующими эксплуатационными показателями: к. п. д. котла $87,5\%$, температура уходящих газов 185°C , температура горячего воздуха 250°C [Л. 167]. Для того чтобы перевести котел на природный газ и одновременно сохранить возможность обратного перехода на тощий уголь, потребовалось выполнить комплекс реконструктивных работ. В существующие пылеугольные горелки было встроено приспособление для центральной подачи тонких газовых струй в поток воздуха на выходе его из амбразуры, подобно тому, как показано на рис. 7-1. Кроме шести основных пылегазовых горелок, в верхней части топки были установлены четыре дополнительные газовые короткофакельные горелки, предназначенные для повышения температуры перегретого пара $t_{\text{пе}}$ до номинального уровня (420°C). По данным Мосэнергопроекта, испытания такого котла на газовом топливе, имевшем теплоту сгорания $7\,500\text{--}7\,700\text{ ккал/м}^3$, позволили установить, что требуемая температура перегретого пара достигается только при работе всех 10 горелок. При сжигании газа лишь в основных горелках величина $t_{\text{пе}}$ понижается на $10\text{--}15^\circ\text{C}$, а при неполной нагрузке котла (160 т/ч) падает до 395°C . Практически полное сжигание газа обеспечивается при значениях коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем $\alpha''_{\text{нп}} =$

$=1,15 \div 1,17$, определенного анализом продуктов горения при помощи аппаратов типа ВТИ-2. При еще более пониженных нагрузках (порядка 140 т/ч) значения $\alpha''_{\text{шт}}$ приходилось повышать примерно до 1,25, так как при меньших избытках воздуха не удавалось поддерживать заданное значение $t_{\text{пе}}$ даже в тех случаях, когда работали все горелки (основные и дополнительные). Коэффициент полезного действия брутто, подсчитанный методом обратного баланса, при изменении нагрузки котла от 120 до 200 т/ч удавалось доводить до 92,5—93,0%.

Другим примером может служить перевод на природный газ прямооточного котла СП-51-200/100 производительностью 230 т/ч (параметры пара 100 ат, 510°С), работавшего ранее на полуантраците с жидким шлакоудалением. Котел работал со следующими эксплуатационными показателями: к. п. д. котла 88,7%, температура уходящих газов 200°С, температура горячего воздуха 360°С. Угольная пыль сжигалась в восьми прямооточных горелках типа ОРГРЭС, установленных на боковых стенках топки в один ряд. Переоборудование топки для работы на двух видах топлива заключалось в установке пяти встроенных газоподводящих труб в каждую из существующих пылеугольных горелок. Торцевая часть труб была заглушена, а газовыпускные отверстия диаметром 8 мм были просверлены по периферии концевой части труб, что обеспечивало истечение газовых струй перпендикулярно воздушному потоку. Первоначально газовыпускной участок труб был утоплен примерно на 300 мм в глубь горелочной амбразуры. Однако при таком размещении газовыпускных отверстий горение газа в топке сопровождалось сильными пульсациями, а небольшой химический недожог наблюдался в диапазоне избытков воздуха, характеризующихся значениями $\alpha''_{\text{шт}}$ от 1,15 до 1,32. Стабилизация горения газа была обеспечена путем удлинения газораспределительных труб, которое позволило приблизить газовыпускные отверстия к выходному

сечению амбразуры. Испытание котла позволило установить, что изменение конструкции горелки отразилось на процессе горения благоприятно, а именно, оптимальное значение $\alpha''_{\text{шт}}$, при котором химическая неполнота сгорания практически отсутствует, снизилось до 1,18, в результате чего удалось довести к. п. д. брутто котла до 91,0%. При определении к. п. д. нетто учитывалось, что охлаждение пылевой части горелок связано с некоторым расходом мощности, составляющим примерно 0,5 квт·ч на тонну вырабатанного пара [Л. 168].

Следующий пример взят из практики перевода на газ головных образцов паровых котлов большой мощности типа ТП-70 (420—430 т/ч), изготовленных Таганрогским котлостроительным заводом.

Этот котельный агрегат был запроектирован для работы на антрацитовом штыбе при жидком шлакоудалении. Он был рассчитан на паропроизводительность 430 т/ч, давление пара 100 ат; температура его 540°С (при температуре питательной воды 215°С). Котельный агрегат выполнен с П-образной компоновкой и полностью экранированной топкой, видимое тепловое напряжение которой не превышает 114 Мкал/м³·ч. На фронтальной стене топки предусматривалась установка в два яруса десяти пылеугольных горелок, а на боковых стенах — по одной пылеугольной горелке с встречным расположением (ниже первого яруса фронтальных горелок).

Головной образец такого котла был установлен на Приднепровской ГРЭС. Во время монтажа он был приспособлен для работы также и на газовом топливе (природном газе Шебелинского месторождения) — пылеугольные горелки были заменены пылегазовыми с периферийной подачей газа. По своей конструкции эти пылегазовые горелки близки к горелкам Харьковэнерго (рис. 8-3) и имеют телескопическое приспособление, при помощи которого можно отодвигать центральную трубу в глубину горелки и тем самым предотвращать обгорание трубы при

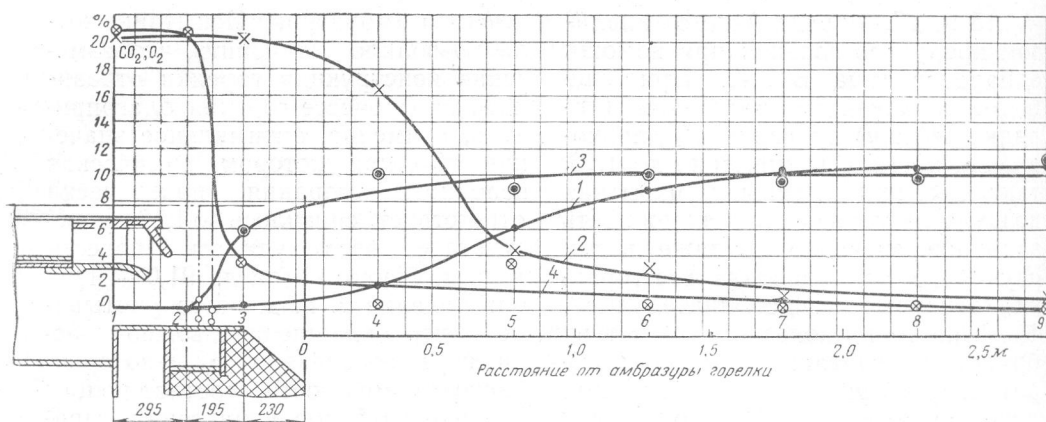


Рис. 11-1. Кривые выгорания газа в топке котла ТП-70.

В горелках нижнего яруса (1 — содержание CO_2 ; 2 — содержание O_2) и в горелках верхнего яруса (3 — содержание CO_2 ; 4 — содержание O_2).

работе на газе. Трехрядная система газовыпускных отверстий диаметром 7 мм была размещена в глубине газогорелочной обечайки на расстоянии 325 мм от выходного сечения амбразуры. При производительности горелки 3000 м^3 природного газа в час и скорости воздушного потока около 36 м/сек скорость истечения газа из газовыпускных отверстий не превышала 100 м/сек. Часть воздуха, необходимого для горения (20% от общего количества), подавалась по каналу аэропыли для того, чтобы: а) улучшить условия смешения газа с воздухом; б) смягчить температурные условия, в которых работает центральная труба при сжигании газа; в) уменьшить общее аэродинамическое сопротивление воздушного тракта горелки по сравнению с подачей всего воздуха через канал вторичного воздуха горелки.

Кроме того, в верхней части топки на расстоянии $\sim 2,8 \text{ м}$ от верхнего яруса основных пылегазовых горелок было установлено шесть дополнительных газовых горелок (щелевых), предназначенных для повышения температуры перегретого пара при работе котла на газовом топливе с пониженными нагрузками.

Пуско-наладочные и балансовые испытания описанного выше котла ТП-70 были проведены ЦКТИ, причем с момента пуска до окончания испытаний котел работал только на природном газе [Л. 169]. Опыты про-

водились в диапазоне нагрузок котла от 260 до 438 т/ч при различном включении основных горелок, а также при включенных и отключенных дополнительных горелках. Коэффициент избытка воздуха в топке α''_T варьировался в пределах от 1,04 до 1,46.

Проведенные опыты позволили установить, что практически полное сгорание газа ($q_3 \leq 0,1 \div 0,2\%$) наблюдается во всем исследованном диапазоне избытков воздуха (с точностью, достижимой с помощью волюмометрического газоанализатора с дожиганием системы ЦКТИ, а также газоанализатора ВТИ-3). При повышении нагрузки котла от 260 до 438 т/ч имело место увеличение к. п. д. брутто от 94 до 95,8%, а к. п. д. нетто — от 92,2 до 94,6%.

Кривые выгорания, характеризующие длину факела при сжигании газа, представлены на рис. 11-1, причем линии 1 и 2 относятся к горелкам нижнего яруса, а линии 3 и 4 — к горелкам верхнего яруса. На основании этих кривых, полученных при работе котла с нагрузкой около 350 т/ч и малых избытках воздуха ($\alpha''_T < 1,10$), можно сделать вывод, что большая часть топки заполнена продуктами горения, так как процесс горения заканчивается в горелках верхнего яруса на расстоянии не менее 1,5 м от амбразуры, а в горелках нижнего яруса — на расстоянии менее 2,5 м от амбразуры. Такое различие в работе объясняется ав-

торами исследования лучшими условиями воспламенения газо-воздушной смеси верхних горелок от факела нижних горелок [Л. 169].

Что же касается температуры перегретого пара $t_{пе}$, то она выдерживалась на заданном уровне (540°C) при сжигании газа только в диапазоне нагрузок котла от 360 до 438 т/ч (при включенном парохладителе). Для того, чтобы не допустить снижения температуры перегретого пара при нагрузках котла менее 360 т/ч , коэффициент избытка воздуха в топке приходилось поддерживать в диапазоне $\alpha''_т$ от 1,10 до 1,4*. Включение дополнительных горелок мало отражалось на температуре $t_{пе}$ вследствие того, что последние были установлены на значительном удалении (около 13 м) от пароперегревателя. Малая эффективность дополнительных горелок была обнаружена в начальной стадии испытаний и послужила основанием для проведения последующих опытов без них.

В процессе проведения описываемых испытаний ставились исследования теплообмена, которые заключались в определении локальных тепловосприятий топочных экранов при помощи термозонда. Этим путем было установлено, что в зоне горелочного пояса при нагрузках котла 360—420 т/ч максимальные падающие потоки составляют 300—310 $\text{Мкал/м}^2 \cdot \text{ч}$, а обратные потоки, идущие от экранов, равны в среднем 150—175 $\text{Мкал/м}^2 \cdot \text{ч}$. Следовательно, в этой части топочного пространства топочные экраны воспринимают только $\sim 50\%$ падающего тепла, а в среднем по топке — лишь 40%. Столь низкие значения коэффициента эффективности экранов объясняются тем, что они даже при работе на газе быстро покрываются тонким слоем мелкодисперсных минеральных частиц (порядка 2—5 мк и меньше). Теплопроводность указанного слоя не превышает 0,1 $\text{ккал/м} \cdot \text{ч} \cdot \text{град}$, что может обусловить весьма значительное сниже-

ние тепловосприятия экранов. Поскольку газовое топливо, как известно, не содержит золы, могущей загрязнять экраны, то высказываются предположения, что источником возникновения пылевого слоя является воздух, подаваемый в горелки. Некоторое количество пыли, содержащееся в дуге, может оседать на поверхностях нагрева. Возможно также, что пыль образуется в результате выкрашивания огнеупорной кладки топки и переносится затем потоками воздуха или продуктов сгорания [Л. 81].

Последующий период использования газового топлива на электростанциях характерен освоением пылегазовых и газо-мазутных котлов заводского изготовления.

Одним из первых мощных пылегазовых котлов Таганрогским котлостроительным заводом был пущен в серию котел ТП-80 производительностью 420 т/ч с параметрами пара $p = 155 \text{ ат}$, $t_{пе} = 570^{\circ}\text{C}$ при температуре питательной воды 230°C , предназначенный для работы на пыли тощих углей и природном газе. Общий вид этого котла представлен на рис. 11-2. Топочная камера 1 представляет собой призму, разделенную двухсветным экраном на две равные полутопки**. Для выравнивания давления газов в полутопках в средней и верхней частях двухсветного экрана предусмотрены окна, образованные путем разводки экранных труб. Степень экранирования топки равна примерно 90%. Топочная камера рассчитана на жидкое шлакоудаление. Для этой цели в нижней части топки экраны ошпированы и покрыты хромитовой массой. Кроме экранных поверхностей нагрева, в первом подъемном газоходе установлен ширмовый пароперегреватель 2. В горизонтальном газоходе размещена конвективная часть пароперегревателя 3, а в опускном газоходе — по две ступени водяного экономайзера 4 и воздухоподогревателя 5 (в разсечку).

* Этим объясняется уменьшение к. п. д. бурто котла при сниженных нагрузках котла.

** Аналогичное деление топки на две камеры имеют котлы ТП-90 и ТП-100, которые представляют собой последующие модификации котла ТП-80.

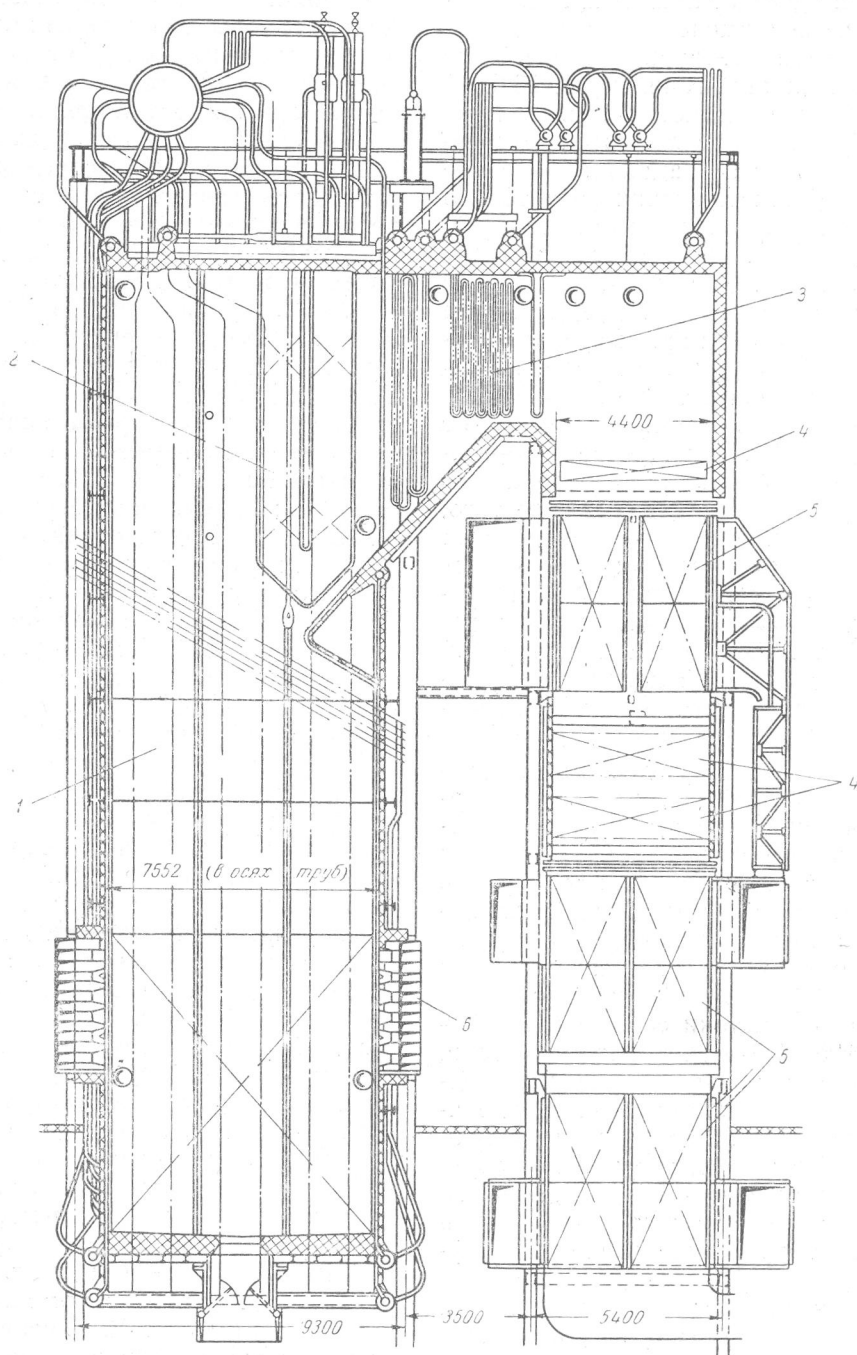


Рис. 11-2. Котел ТП-80.

Топочная камера котла оборудована восемью блоками пылегазовых горелок 6, расположенными по углам каждой полутопки (рис. 11-3). Горелки установлены таким образом, чтобы в середине топочной камеры газы получали вращательное движение, способствующее выравни-

ванию концентраций в хвостовой части факелов. Для этой цели оси горелок направлены не в центр полутопки, а по касательной к окружности диаметром ~ 1 м в ее центральной части. Горелки котла изображены на рис. 11-4. При работе на пылевидном топливе прямоточ-

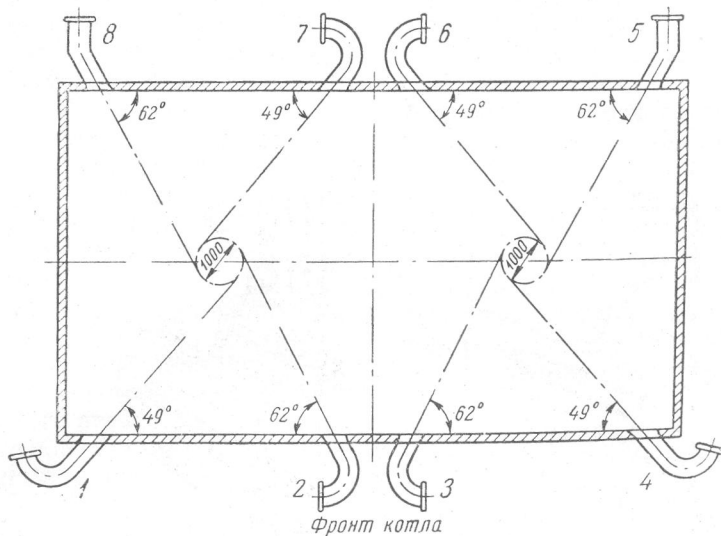


Рис. 11-3. Поперечное сечение топки котла ТП-80.

ные каналы 1 и 2 служат для подачи в топку аэропыли (смеси пыли с первичным воздухом), а в каналы 3, 4 и 5 — для подачи вторичного воздуха. Самый нижний канал служит для подачи в топку дополнительного (сбросного) воздуха. При работе на газе топливо поступает в топку через изогнутые отрезки 7, изготовленные из нержавеющей стали. Концевая часть отрезков заглушена с торца и имеет насадки с отверстиями для выхода газа. Отрезки размещены в каналах вторичного воздуха таким образом, чтобы истечение газа происходило под углом к сносящему потоку воздуха. При скорости воздуха порядка 35 м/сек скорость истечения газа составляет около 100 м/сек.

Освоение работы котла и в частности пуско-наладочные испытания котла на городском газе (московском) проводились бригадой службы наладки Мосэнерго [Л. 170].

Испытания выявили невозможность эксплуатации котла на газе при малых избытках воздуха. При низких нагрузках котла ($Q/V = 70 \text{ Мкал/м}^3 \cdot \text{ч}$) повышение коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем до $\alpha''_{\text{тп}} = 1,4$ было вызвано необходимостью охлаждать металлические сопла, по которым воздух подается в топку. При максимальной нагрузке котла ($Q/V =$

$= 100 \text{ Мкал/м}^3 \cdot \text{ч}$) значения $\alpha''_{\text{тп}}$ составляли 1,2—1,25, так как при меньших значениях $\alpha''_{\text{тп}}$ сильно возрастали потери от химического недожога, а при $\alpha''_{\text{тп}} > 1,25$ температура перегретого пара значительно превышала расчетную величину, несмотря на большой расход воды в пароохладителях.

Добиться улучшения работы котла на газе удалось путем изменения конфигурации газовых сопел и их местоположения в каналах вторичного воздуха. Применение профилированных сопел лепесткового типа (подробнее см. [Л. 171]) позволило увеличить теплосъем топочных экранов и обеспечить практически полное сгорание газа ($q_3 = 0,0 \div 0,2\%$ с точностью хроматографа типа ГСТЛ-3) при значениях $\alpha''_{\text{тп}}$, равных 1,09 и выше.

Возможность практически полного сжигания природного газа при $\alpha''_{\text{тп}} = 1,08 \div 1,10$ была установлена при помощи газоанализаторов хроматографического типа Южным отделением ОРГРЭС в процессе испытания пылеугольного котла ТП-10 производительностью 220 т/ч (параметры пара — 110 ат и 540° С), первоначально предназначенного для работы на газовом угле. Топка котла также была оборудована угловыми тангенциально направленными горелками с газоподающими труба-

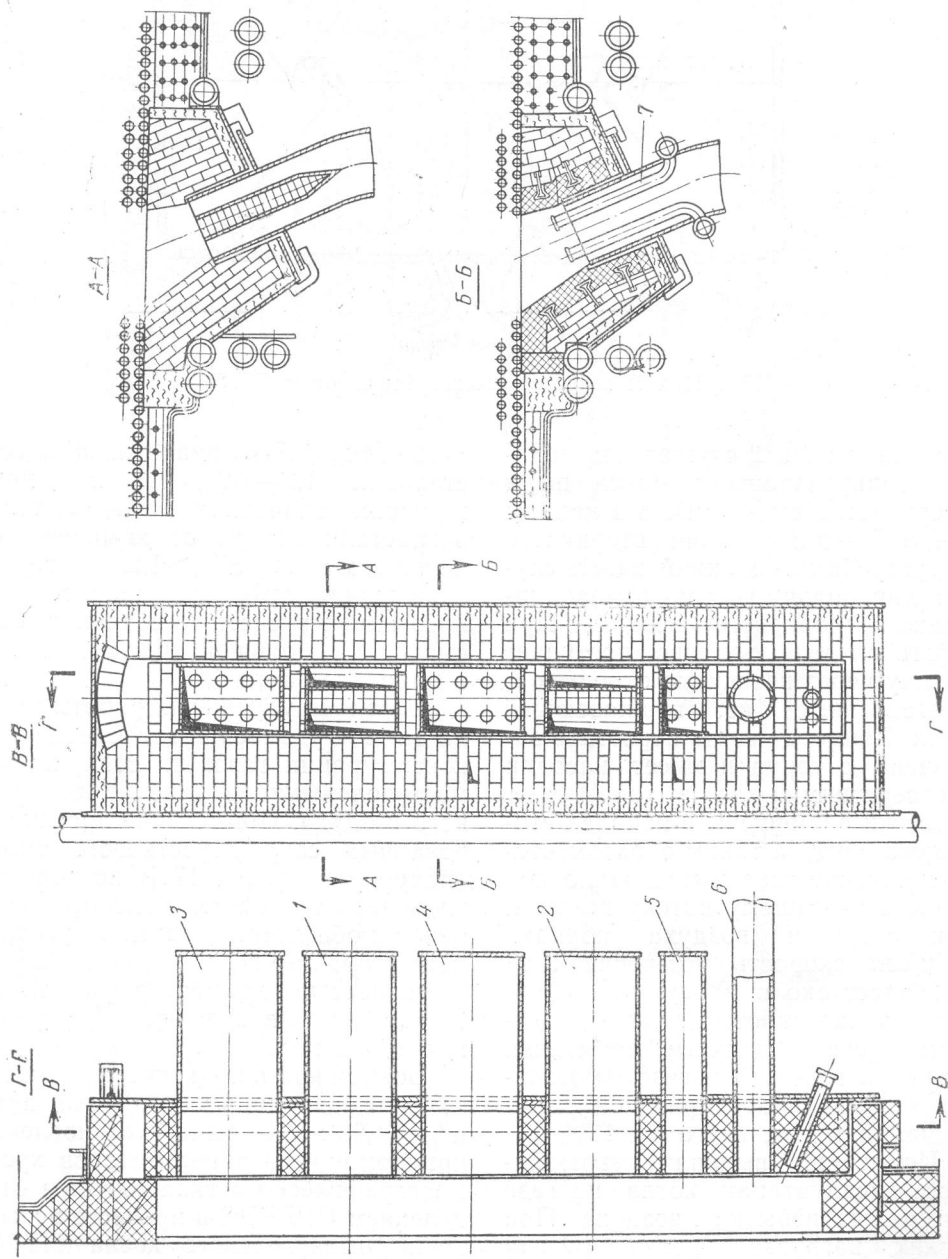


Рис. 11-4. Угловая пентагональная горелка.

ми, встроенными в каналы вторичного воздуха [Л. 172]. Позже такая возможность была подтверждена при испытаниях ряда других котлов.

Перейдем теперь к рассмотрению некоторых вопросов, связанных с проектированием, серийным выпуском, исследованием и освоением газо-мазутных котлов заводского изготовления.

Применение котлов, специально предназначенных для работы на жидком и газовом топливе, позволяет значительно сократить габариты котельного агрегата и объем здания котельной. Например, при одинаковой номинальной паропроизводительности (420 т/ч) котел ТГМ-84, запроектированный для работы на газе и мазуте, имеет удельную кубатуру (на тонну вырабатываемого пара) почти в 2 раза меньше, чем котел, предназначенный по проекту для работы на антрацитовом штыбе. Полный вес металлических деталей также меньше у котла ТГМ-84 примерно на 55%. Высота котла значительно уменьшается не только за счет повышения объемных теплонапряжений, но и благодаря отсутствию шлакоудаления и холодной воронки.

Работа по созданию мощных газо-мазутных котлов тесно связана с общей тенденцией к выпуску и освоению новых котлов с давлением пара от 140 до 315 ат для блоков мощностью 150, 200, 300 и 800 Мвт. Основными производителями паровых котлов для крупной энергетики являются Подольский машиностроительный завод им. Орджоникидзе (ЗиО) и Таганрогский котлостроительный завод (ТКЗ).

На ЗиО изготавливаются прямоточные газо-мазутные котлы типа ПК-47 производительностью 640 т/ч с параметрами пара 140 ат и 570°С для блоков мощностью 200 Мвт и типа ПК-41 производительностью 950 т/ч с параметрами пара 255 ат и 565°С для блоков мощностью 300 Мвт. Известны также модификации котла ПК-47, вызванные поисками более удачных конструктивных решений на основании опыта проектирования головного образца,

его изготовления, монтажа и эксплуатации [Л. 173].

На ТКЗ газо-мазутные котлы производительностью до 500 т/ч изготавливаются в основном барабанного типа (ТГМ-151, ТГМ-84, ТГМ-94 и др.).

В процессе освоения головных образцов газо-мазутных котлов на одной из ТЭЦ были выявлены весьма интересные зависимости топочного процесса в котле ТГМ-84 от конструкции горелочных устройств.

Топочное пространство котла ТГМ-84 представляет собой призму (рис. 11-5) шириной (по фронту) 14,2 м и глубиной ~6 м. Экран двухсветный и расположен в плоскости, перпендикулярной к фронтальной стене, разделяя топочную камеру на две части. В верхней части топочной камеры (отметка 18,7 м) имеется пережим, образованный выступом заднего экрана.

В верхней части топки установлены радиационный (настенный) и два ширмовых пароперегревателя. На долю пароперегревателей приходится около 60% всего тепловосприятия котлоагрегата, вследствие чего облегчается поддержание заданной температуры пара при работе как на газе, так и на мазуте.

В топочной камере первых образцов котла газо-мазутные горелки производительностью 1 650 м³/ч природного газа расположены на фронтальной стене топки по 6 шт. в каждом из 4-х ярусов. Нижние три яруса запроектированы как рабочие, а верхний ярус предусмотрен исключительно для регулирования температуры перегретого пара.

Конструкция горелок ТКЗ, установленных в топке, мало отличалась от изображенной на рис. 8-2. Перемещение мазутной форсунки и воздушного шибера, а также операции по включению и отключению подачи мазута, газа и пара механизированы. Предусмотрено автоматическое и дистанционное управление горелками.

Пуско-наладочные испытания котла, проведенные на природном газе бригадой Южного отделения ОРГРЭС, позволили установить, что при работе 12 горелок нижнего и

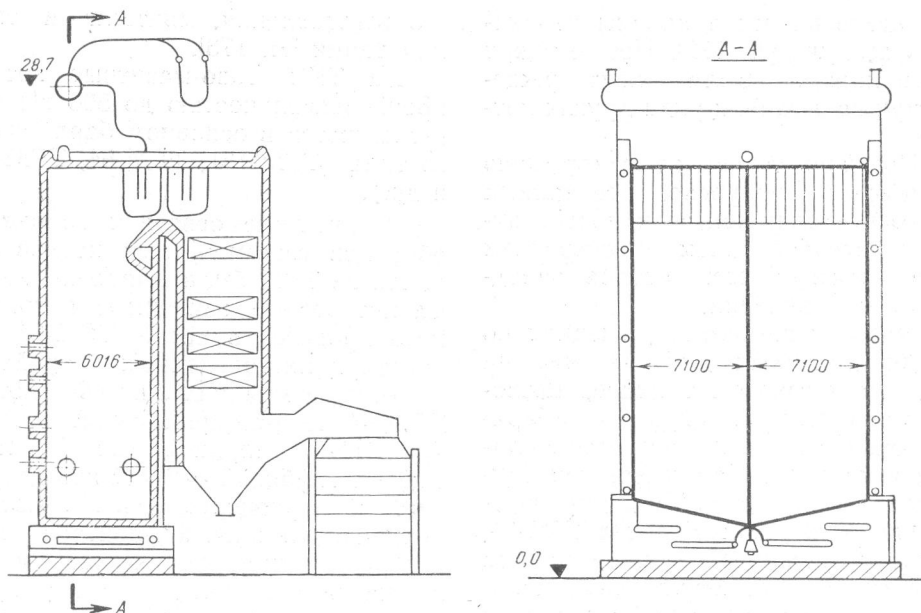


Рис. 11-5. Газо-мазутный котел ТГМ-84 паропроизводительностью 420 т/ч.

среднего ярусов температура перегретого пара на выходе из некоторых змеевиков ширмового пароперегревателя превышает величину, допустимую по техническим условиям. Попытки улучшить условия работы пароперегревателя путем режимных мероприятий, в частности путем включения третьего (снизу) яруса горелок, не дали положительных результатов.

Снизить значения средних температур пара по элементам пароперегревателя удалось лишь путем изменения распределения газовых струй по сечению горелочной амбразуры. При этих условиях горение газа происходило в растянутом светящемся факеле, отдельные языки которого затягивались в междутрубное пространство ширмового пароперегревателя. Поверочный расчет заводской конструкции горелки, выполненный по методике Ю. В. Иванова (см. гл. 10), выявил, что глубина проникновения газовых струй составляет всего 40 мм при толщине воздушного потока ~ 265 мм.

Для того чтобы уменьшить длину зоны горения, был выполнен новый расчет системы газовыпускных отверстий. Этим путем было установлено, что более равномерное распределение газовых струй в снося-

щем потоке воздуха можно получить при наличии 40 газовыпускных отверстий диаметром 8 мм и 8 отверстий — диаметром 18 мм. При скорости истечения газа ~ 200 м/сек расчетная глубина проникновения в воздушный поток газовых струй большого диаметра равна ~ 120 мм, а струй малого диаметра — около 45 мм. На основании этого расчета были изготовлены усовершенствованные горелки ТКЗ. Испытания котла, оборудованного такими горелками, показали, что средние значения температуры пара по элементам пароперегревателя снизились, а величины температур по паровому тракту котла приблизились к расчетным (при значениях коэффициента избытка воздуха за ширмами $\sim 1,12$). Визуальные наблюдения за работой усовершенствованных горелок при нагрузках котла, близких к номинальной, позволили установить, что видимая голубоватая часть пламени не достигает заднего топочного экрана, а существовавшая ранее плотная светящаяся зона вообще исчезла (подробнее см. [Л. 174, 175]). Описанную выше переделку горелок можно рассматривать как один из примеров удачного перераспределения тепловосприятий между поверхностями нагрева котла. Одна-

ко это, конечно, не означает, что изменение системы газовыпускных отверстий является единственным эффективным средством, при помощи которого можно варьировать теплообменные характеристики факелов и влиять на распределение тепловосприятий между поверхностями нагрева котла.

Опыт эксплуатации котлов типа ТГМ-84 показал, в частности, что номинальная нагрузка котла при заданном перегреве пара может быть обеспечена тремя нижними рядами горелок, как при работе на мазуте, так и при работе на природном газе. В связи с этим более новые образцы котла оборудуются 18 горелками, размещенными в три яруса [Л. 176].

При освоении на одной из ГРЭС блока мощностью 150 Мвт, состоящего из головного котла ТГМ-94 и турбины К-160-130 (ПВК-150), также имели место превышение температуры перегрева первичного пара и недостаточный перегрев вторичного пара (по сравнению с расчетными значениями).

Все 28 газомазутных горелок конструкции ТКЗ в котле ТГМ-94 размещены на фронтовой стене топки в 4 яруса. Единичная производительность горелок составляет по расчету 1 650 м³/ч природного газа, но предусмотрена возможность их форсировки в тех случаях, когда регулирование температуры вторичного пара осуществляется путем выключения некоторых горелок*. Кроме того, для регулирования температуры вторичного пара предусмотрены рециркуляция дымовых газов и впрыск конденсата. Для регулирования температуры первичного пара также предусмотрен впрыск конденсата.

Балансовые испытания головного котла ТГМ-94 были проведены Южным отделением ОРГРЭС в блоке с турбиной, что позволило выявить влияние режимных факторов не только на работу котла, но и на работу турбины. Рассмотрим резуль-

таты этих испытаний в той части, которая характеризует работу горелок на газовом топливе. С точки зрения экономичности работы котла наиболее выгодные значения коэффициента избытка воздуха за пароперегревателем находятся в пределах от 1,03 до 1,10. При значениях $\alpha''_{\text{шт}}$ ниже 1,03 потери тепла от неполноты горения q_3 , установленные при помощи хроматографа, превышают 1%; по этой причине режимы, в которых $\alpha''_{\text{шт}} < 1,03$, для данных условий являются неэкономичными. В тех случаях, когда $\alpha''_{\text{шт}} > 1,03$, потери тепла от химической неполноты горения лишь в отдельных случаях составляют 0,2—0,3%, а, как правило, они равны нулю независимо от распределения нагрузки между горелками. Однако при определении оптимального избытка воздуха необходимо считаться также с условиями, в которых работает пароперегреватель котла. При снижении α температурный режим труб пароперегревателя становится более жестким и увеличивается количество воды, подаваемой на впрыск. По данным ЮжОРГРЭС, для котла ТГМ-94 оптимальное значение $\alpha''_{\text{шт}}$, найденное в результате предварительных технико-экономических расчетов, находится в пределах от 1,03 до 1,15. При $\alpha''_{\text{шт}} \geq 1,15$ потери тепла с уходящими газами и расход электроэнергии на тягу и дутье получаются явно завышенными, а выигрыш в надежности пароперегревателя становится мало ощутимым.

Рассмотрим теперь предварительные результаты, полученные при пуско-наладочных испытаниях котла блока 300 Мвт на природном газе и мазуте. Симметричный двухкорпусный газо-мазутный котел имеет общую паропроизводительность 950 т/ч при давлении пара 255 ат и температуре его 565/570°С. Температура питательной воды — около 265°С. Топочное пространство разделено по вертикали пережимом на две части. Нижняя часть топки является камерой горения, а верхняя — камерой догорания. Объемное теплонапряжение камеры горения составляет 735 Мкал/м³·ч, а всего топочного пространства — 358 Мкал/м³·ч. Га-

* Котел может работать с полной нагрузкой при сжигании газа в 12—14 горелках.

зо-мазутные горелки конструкции ЗиО-ВТИ (рис. 8-11) установлены встречно по четыре на фронтальной и задней стенах камеры горения. Единичная производительность горелок равна $\sim 4600 \text{ м}^3/\text{ч}$ по природному газу и $4,5 \text{ т/ч}$ по мазуту. Для распыливания мазута предусмотрены паромеханические форсунки высокого давления (40 ат).

В процессе пуско-наладочных испытаний варьировались следующие режимные параметры:

коэффициент избытка воздуха в топке от 1,15 (расчетное значение) до 1,02 при работе на газе и до 1,06 при работе на мазуте;

количество работающих горелок (от 8 до 6 и 4 горелок в различных комбинациях);

положение цилиндрическогошибера горелок;

тепловая нагрузка котла (от номинальной до 50%-ной).

В результате указанных испытаний удалось в первом приближении выявить влияние варьируемых параметров на характер процесса горения и на равномерность температурных полей по сечению топки. В диапазоне значений $\alpha_{\text{т}}$ от 1,03—1,04 до 1,15 заметного химического недожога газового топлива не обнаружено. Однако, несмотря на пережим, горение в топочном пространстве не заканчивалось, пламя часто доходило до ширмового пароперегревателя и даже иногда затягивалось в межтрубное пространство. Следовательно, для работы с указанными выше объемными теплонпряжениями необходима интенсификация турбулентного массообмена в горелках и в топке.

В заключение данного параграфа следует подчеркнуть, что возможности уменьшения избытков воздуха без ущерба для полноты сгорания газового топлива еще не исчерпаны. Реализация этой возможности зачастую сдерживается не условиями начального смесеобразования в горелке и не размерами или аэродинамическим совершенством топочной камеры, а рядом иных обстоятельств. К числу таких обстоятельств можно отнести наличие присосов холодного возду-

ха в топке и в дымоходах котла. Для того чтобы снизить избытки воздуха за котлом в этом случае, приходится сокращать подачу воздуха в горелку. При этом недостаточная подача воздуха в горелку должна компенсироваться присосами, что влечет за собой удлинение факела. К таким же последствиям может приводить и недостаточно точное порционирование подачи воздуха по горелкам, а также погрешности контроля и регулирования процесса горения. В этой связи особый интерес представляют практические данные по сжиганию жидкого топлива. Сведение к минимуму избытка воздуха при сжигании сернистых мазутов в топках котлов дает возможность, помимо уменьшения потерь тепла с уходящими газами, замедлить процесс наружной коррозии поверхностей нагрева котлоагрегата и уменьшить их загрязнение сернистыми отложениями. В связи с этим на ряде электростанций в СССР и за рубежом мероприятия по улучшению распыливания мазута и приготовления топливовоздушных смесей были дополнены комплексом мероприятий по уплотнению топки, по упорядочению подачи воздуха в горелки, а также по улучшению контроля и автоматизации процесса горения. В результате комплексного и неуклонного проведения указанных мероприятий доказана возможность практически полного сжигания жидкого топлива в топках крупных паровых котлов не только при пониженных ($\alpha''_{\text{т}}=1,03\div 1,05$), но и при предельно малых избытках воздуха, что свидетельствует о возможности и своевременности резкого снижения избытков воздуха и в тех случаях, когда котел работает на газовом топливе.

11-2. КОТЛЫ МАЛОЙ И СРЕДНЕЙ МОЩНОСТИ

Из вертикально-водотрубных котлов малой мощности наиболее широкое распространение получили двухбарабанные водотрубные котлы типа ДКВР*, предназначенные

* До 1958 г. выпускались котлы типа ДКВ.

Таблица 11-1

Основные характеристики паровых котлов типа ДКВР

Марка котла	Паропроизводительность, $т/ч$	Давление пара на выходе из котла (или пароперегревателя), $ат$	Температура пара, $^{\circ}C$	Поверхность нагрева котла, $м^2$			Поверхность нагрева пароперегревателя, $м^2$
				радиационная	конвективная	общая	
ДКВР-2,5-13	2,5	13	Насыщенный	17,7	73,6	91,3	—
ДКВР-4-13	4	13	"	21,4	116,9	138,3	—
ДКВР-4-13-250	4	13	250	21,4	107,6	129,0	8,5
ДКВР-6,5-13	6,5	13	Насыщенный	27,9	197,4	225,3	—
ДКВР-6,5-13-250	6,5	13	250	27,9	179,0	206,9	12,8
ДКВР-10-13	10	13	Насыщенный	47,9	229,1	277,0	—
ДКВР-10-13-250	10	13	250	47,9	207,5	255,4	17
ДКВР-10-21	10	21	Насыщенный	47,9	229,1	277,0	—
ДКВР-10-21-350	10	21	350	47,9	207,3	255,4	17
ДКВР-10-39-440	10	39	440	34,5	176,5	210,0	68
ДКВР-20-13	20	13	Насыщенный	—	—	393,0	—
ДКВР-20-13-250	20	13	250	—	—	343,5	32

для выработки насыщенного или перегретого водяного пара и снабжения паром отопительных и технологических установок промышленных и жилых объектов. Эти котлы выпускаются Бийским котлостроительным заводом паропроизводительностью от 2,5 до 20 $т/ч$ (табл. 11-1). Они изготавливаются с пароперегревателем и без пароперегревателя.

Паровые котлы типа ДКВР являются унифицированными, т. е. рассчитанными для работы на различных видах топлива. Котлы, предназначенные для работы на твердом топливе, комплектуются с топочными устройствами различных типов (ПМЗ-РПК, топками ЦКТИ системы Померанцева, топками ЦКТИ системы Шершнева и др.). Котлы ДКВР, предназначенные для работы на газовом и жидком топливе, оборудуются камерными топками с газо-мазутными горелками.

Паровые котлы типа ДКВР отличаются высокой степенью экранирования топочной камеры (от 0,55 до 0,70), продольным расположением верхнего и нижнего барабанов, а также развитым конвективным пучком. Топочная камера отделяется от трубной системы стенкой из шамотного кирпича, за которой располагается камера догорания.

Котлы ДКВР-2,5, ДКВР-4 и

ДКВР-6,5 являются транспортабельными, так как могут поставаться в собранном виде. В отличие от этого котлы ДКВР-10 и ДКВР-20 поставляются отдельными блоками. Исходя из соображения транспортабельности, котлы ДКВР имеют повышенные напряжения парового объема, находящиеся в пределах от 250 до 600 $ккал/м^3 \cdot ч$. Также в целях сокращения габаритных размеров шаг кипяtilьных труб в котлах ДКВР уменьшен вдоль потока продуктов горения до 100 мм, а поперек потока — до 110 мм.

Продольный разрез парового котла типа ДКВР-6,5 с топкой для сжигания газа и мазута представлен на рис. 11-6. Комбинированные газо-мазутные горелки (например, типа НГМГ) устанавливаются на фронтальной стене топочной камеры. Объем топки ($\sim 24 м^3$) рассчитан на видимое теплонепрежение топочного пространства $Q/V = 190 \div 230 \text{ Мкал}/м^3 \cdot ч$, т. е. на столь же низкие значения Q/V , как и для работы на твердом топливе. Напомним, что нормативным методом теплового расчета котельных агрегатов [Л. 84] для экранированных камерных топок, работающих на газовом или жидком топливе, рекомендуются заниженные значения Q/V порядка 300 $Мкал}/м^3 \cdot ч$.

Следует иметь в виду, что Бийский котлостроительный завод на-

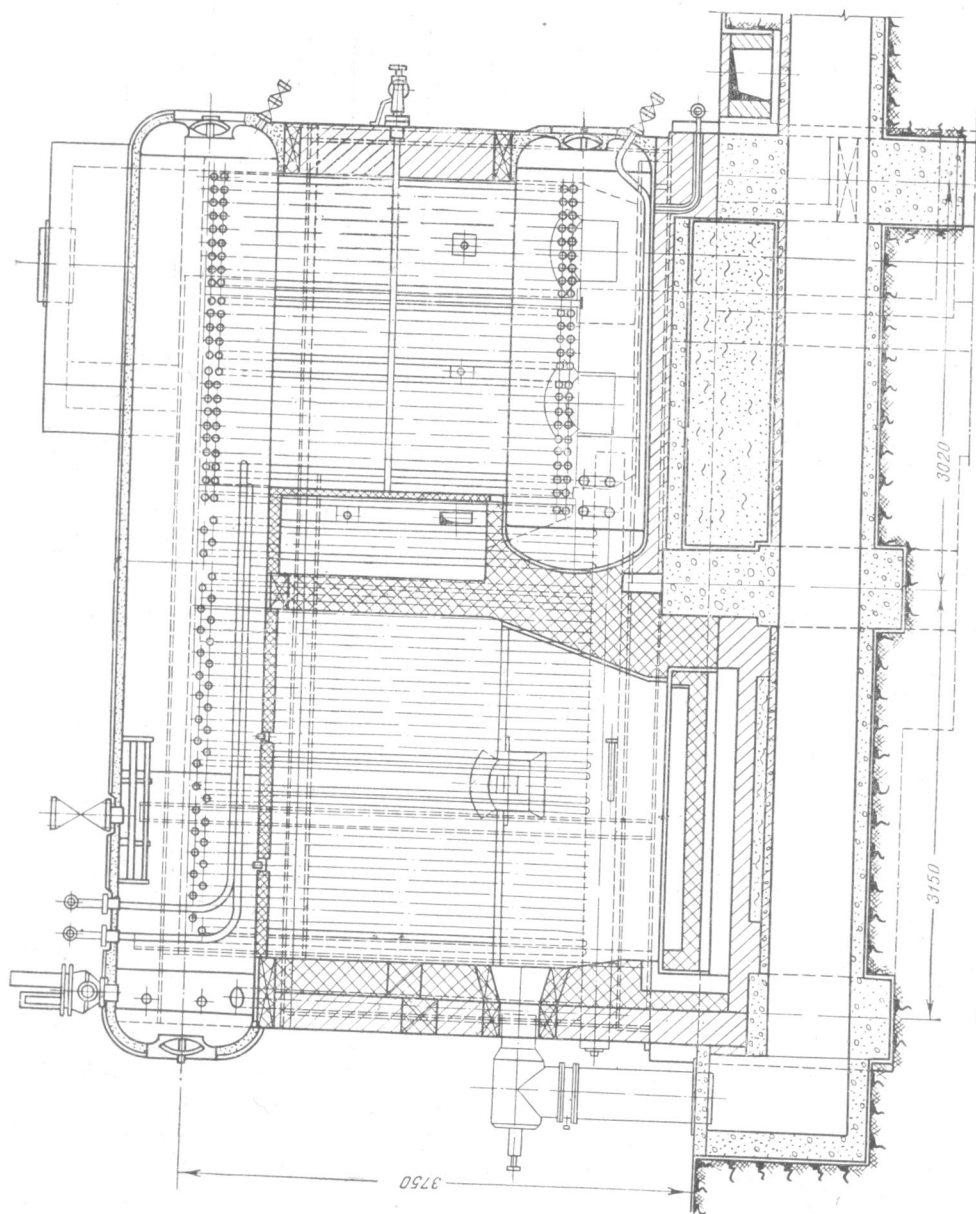


Рис. 11-6. Паровой котел ДКВР-6,5 с топкой для сжигания газа и мазута.

Пределы изменения паропроизводительности котлов ДКВ и ДКВР

Наличие пароперегревателя	Температура питательной воды, °С	Наличие хвостовых поверхностей нагрева	Паропроизводительность котлов (% от номинальной)			
			ДКВ		ДКВР	
			Твердое топливо*	Жидкое и газовое топливо	Твердое топливо*	Жидкое и газовое топливо
Имеется	50	Не имеется	90	115	90	115
"	100	"	100	130	100	130
"	50	Имеется	100	130	100	130
"	100	"	100	140	100	140
Не имеется	50	Не имеется	100	130	100	130
"	100	"	115	150	105	135
"	50	Имеется	115	150	105	135
"	100	"	125	160	115	150

* Имеются в виду печерский каменный и челябинский бурый угли.

чал поставлять котлы ДКВР с камерными топками для сжигания газа и мазута только в самые последние годы. Многие потребители были вынуждены при переходе с твердого топлива на природный газ самостоятельно приспособлять имеющиеся в их распоряжении котлы ДКВ и ДКВР для работы на газовом топливе. В связи с этим появилось большое количество вариантов указанного перевода на газовое топливо.

Поскольку газовое и жидкое топливо можно сжигать с гораздо большей интенсивностью, чем твердое топливо, возможны следующие виды реконструкции данных котлов при переводе на газ:

1) без увеличения их паропроизводительности по сравнению с номинальной;

2) с умеренным увеличением производительности (на 15—50% по сравнению с номинальной);

3) с максимально возможным повышением паропроизводительности (50—100% по сравнению с номинальной).

Третий вид реконструкции котлов ДКВ и ДКВР, в отличие от котлов некоторых других систем, распространения не получил, так как связан с большим объемом переделок по котлу.

В противоположность этому первые два вида реконструкции окупаются сравнительно быстро и получили весьма широкое распространение.

В табл. 11-2 приведены допусти-

мые пределы изменения паропроизводительности котлов ДКВ и ДКВР в зависимости от вида сжигаемого топлива, температуры питательной воды и наличия или отсутствия пароперегревателя и хвостовых поверхностей нагрева [Л. 177].

В тех случаях, когда перевод котла на газ не сопровождается увеличением паропроизводительности более чем на 50%, выбор газогорелочных устройств облегчается тем, что к ним в части интенсивности горения не предъявляются жесткие требования. Даже в сочетании с повышением паропроизводительности котла до 150% по сравнению с номинальной, объемные теплонпряжения топочного пространства не превышают 350—400 Мкал/м³·ч, что может быть обеспечено, как горелками полного предварительного смешения, так и многими горелками промежуточных типов.

Типовым проектом 4-18-701 котельной, оборудованной котлами ДКВР, предусмотрено сжигание газа в горелках типа ГА (рис. 8-14), размещенных на фронтальной стене топки. Кроме того, для этих целей получили применение подовые и вертикально-щелевые горелки, описанные в гл. VIII.

Надежность, экономичность и интенсивность работы паровых котлов на газовом топливе в значительной мере зависят от того, насколько удачно выполнен выбор газогорелочных устройств и насколько тщательно (автоматически

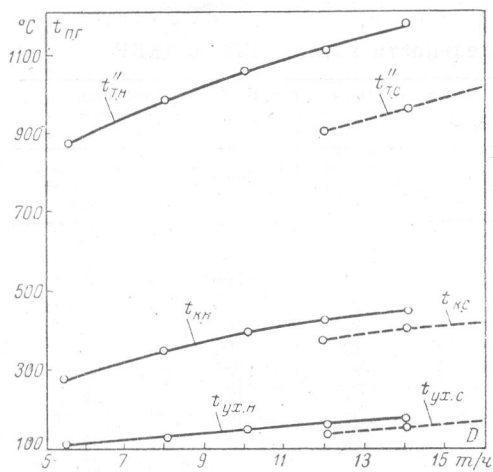


Рис. 11-7. Температурный режим котла ДКВ-10-13 при сжигании природного газа. $t''_{тн}$, $t_{кн}$, $t_{yxн}$ — температура газов соответственно на выходе из топки, за котлом и уходящих газов при сжигании в несветящихся факелах; $t''_{тс}$, $t_{кс}$, $t_{yxс}$ — то же при сжигании в светящихся факелах.

или вручную) осуществляется повседневное поддержание оптимального режима горения.

На рис. 11-7 приведены кривые, характеризующие температурный режим котла ДКВ-10-13 в зависимости от нагрузки при сжигании природного газа в несветящемся (степень черноты факела $a_{\phi} \approx 0,3$) и в светящемся ($a_{\phi} = 0,7 \div 0,71$) факеле [Л. 178]. Кривые построены по данным, полученным расчетным путем при следующих условиях: коэффициент избытка воздуха в топке $a_T = 1,15$; потери тепла от химического недожога $q_3 = 1,5\%$; степень экранирования $\psi = 0,6$; имеется водяной экономайзер системы ЦККБ ($H = 462 \text{ м}^2$), пароперегреватель отсутствует.

Взаиморасположение кривых на рис. 11-7 свидетельствует о том, что различие температур продуктов сгорания на выходе из топки $t''_{тн}$ и $t''_{тс}$ при одинаковых нагрузках котла составляет примерно 200°C . По мере прохождения продуктов горения по дымовому тракту котла различие в температурах значительно уменьшается и составляет за котлом $35\text{—}40^\circ \text{C}$, а на выходе из котлоагрегата — всего $12\text{—}18^\circ \text{C}$. Снижение коэффициента прямой отдачи при несветящемся пламени

приводит к росту тепловой нагрузки конвективных поверхностей нагрева котла. Если считать, что различие в к. п. д. определяется только потерями тепла с уходящими газами, то при достаточно развитых хвостовых поверхностях нагрева котла различные режимы сжигания газа можно считать практически равноэкономичными.

График, представленный на рис. 11-7, дает лишь самое общее представление о возможном распределении тепловой нагрузки между радиационными и конвективными поверхностями нагрева котла. В действительности процесс теплоотдачи от продуктов горения к поверхностям нагрева зависит не только от температурных и оптических, но и от аэродинамических факторов. Другими словами, неравномерность скоростных и температурных полей может существенно влиять на интенсивность теплообменных процессов в топке. Кроме того, важно учитывать наличие в топке вторичных излучателей, роль которых обычно выполняют огнеупорные детали горелок и топки.

Однако до настоящего времени еще нет общих методов расчета топочных процессов, которые позволили бы аналитически решать вопрос о том, какой метод сжигания и какое размещение горелок являются оптимальными в каждом конкретном случае перевода котла на газовое топливо. По этой причине на первых порах приходится пользоваться сравнительным анализом отдельных испытаний и примеров удачного и неудачного размещения горелок в топочных камерах.

Очень важно добиваться не только равномерности распределения тепловой нагрузки по экраным поверхностям нагрева, но и равномерного заполнения топочного объема продуктами горения. Если горелки размещены неудачно, то в топке образуются застойные зоны, равномерность эвакуации продуктов горения из топки нарушается и возникают пульсации разрежения в топке. Это в свою очередь неблагоприятно отражается на ста-

бильности горения, особенно в тех случаях, когда поступление воздуха в горелки осуществляется за счет инжекции или за счет разрежения в топке. Неравномерность подачи воздуха обычно усиливает вероятность возникновения пульсационных и нестабильных режимов горения, затрудняющих розжиг и поддержание требуемого оптимального избытка воздуха. В особо тяжелых случаях пульсационное горение сопровождается сильным шумом, хлопками и вибрациями, приводящими к преждевременному выходу из строя обмуровки котла.

Помимо чисто теплотехнических соображений, при компоновке газовых горелок в топочных камерах необходимо учитывать ряд соображений конструктивного характера, а также такие существенные условия, как минимум монтажных работ, возможность сравнительно быстрого перехода с газа на резервное топливо (и обратно, с резервного топлива на газ) и т. д.

Кроме того, необходимо предусматривать устройство взрывных клапанов, предназначенных для предохранения котла от разрушительного воздействия взрывов газозвушной смеси, которые могут произойти при нарушении инструкций по эксплуатации котлов на газовом топливе. Взрывные клапаны представляют собой откидные металлические футерованные дверки или асбестовые листы, натянутые на металлическую рамку. Клапаны устанавливаются (по усмотрению проектной организации) в верхних частях топок и в тех местах газопроводов, где возможны скопления газозвушной смеси. Сечение взрывных клапанов для паровых котлов производительностью свыше 4 т/ч должно быть равным 0,2 м² (каждого). Обычно устанавливают по одному клапану в топке и по два в последних газопроводах котла и экономайзера.

Выбор конструкции горелок в значительной степени зависит от того, имеется ли возможность подключить потребителя к газопроводу природного газа среднего давления 0,2—0,7 ат.

В тех случаях, когда потребитель заинтересован в сжигании природного газа среднего давления, могут применяться горелки, которые работают без принудительной подачи воздуха. Очень часто предпочтение отдается все же подовым горелкам или горелкам с многоструйной подачей газа в закрученный поток воздуха, учитывая их компактность, повышенные пределы регулирования, бесшумность работы и другие свойства, перечисленные в гл. 8.

Выбор количества устанавливаемых горелок производится на основании следующих соображений [Л. 116]. При малом количестве горелок облегчается обслуживание топки, повышаются надежность и безопасность работы агрегата; кроме того, при этом упрощается автоматика безопасности и регулирования процесса горения. В отличие от этого увеличение количества горелок (за счет уменьшения их единичной мощности) дает возможность добиться более равномерного обогрева топочной камеры и экранных поверхностей нагрева.

С рядом серьезных трудностей связано выполнение требований, предусматривающих возможность сравнительно быстрого перехода на резервное топливо.

Если в качестве резервного топлива применяется мазут, то приходится делать выбор между раздельным сжиганием двух видов топлива (газа — в горелках и мазута — в форсунках) и их сжиганием в комбинированных (газо-мазутных) горелках. Газо-мазутные горелки легко размещаются в топке. Если же применяются горелки, которые могут работать только на газовом топливе, то приходится рядом с ними устанавливать специальные мазутные форсунки. При таком раздельном сжигании газа и жидкого топлива котлоагрегат работает обычно с повышенными избытками воздуха ($\alpha_k = 1,3$ и более), так как при работе на газовом топливе выключенные форсунки приходится продувать воздухом, для того чтобы предотвратить их обгорание, а при работе на мазуте приходится

продувать выключенные газовые горелки.

При выборе конструкции форсунок следует иметь в виду, что сжигание мазута в топках котлов ДКВР допускается только в короткопламенных форсунках. Применение механических форсунок для сжигания мазута в топках котлов малой мощности встречает затруднение, так как эти форсунки имеют недостаточно широкий диапазон регулирования. Регулирование путем выключения отдельных форсунок нежелательно, так как при этом затрудняется автоматизация работы котла и увеличиваются подсосы атмосферного воздуха в топку, а при работе механических форсунок с низкими форсировками ухудшается распыливание топлива.

Форсунки с паровым распыливанием также имеют серьезные недостатки. Паровое распыливание неэкономично, так как потери пара достигают в этом случае 3 и даже 5%. Не следует также упускать из виду, что паровые форсунки работают с большим шумом, вследствие чего ухудшаются условия труда обслуживающего персонала.

Применительно к котлам малой мощности перечисленные обстоятельства обуславливают предпочтение, которое отдают в последнее время форсункам воздушного распыливания, а также некоторым конструкциям паромеханических форсунок, в которых частично устранены недостатки как парового, так и механического распыливания.

Установка газовых горелок котлов ДКВ и ДКВР может осуществляться на фронтальной и боковых стенках топки, а мазутных форсунок и газомазутных горелок — только на фронтальной стене.

При фронтальном расположении горелок приходится заботиться о том, чтобы надлежащее заполнение топки движущимися продуктами горения сочеталось с отсутствием удара факелов пламени о противоположную стенку топки. При расположении газовых горелок на боковых стенках топки чрезмерная дальноточность факелов также нежелательна, так как при этом мо-

жет происходить «забивание» менее нагруженных горелок и недостаточно равномерное заполнение топочного объема, поскольку наибольшие подъемные скорости сосредоточены в середине топки, а вблизи от стен образуются мертвые пространства. Иногда эти неудобства удается устранить путем шахматного расположения горелок на противоположных боковых стенках топки. Установка мазутных форсунок на боковых стенках топок котлов ДКВ и ДКВР недоступна из-за сравнительно малой ширины топки (от 2,1 до 2,73 м).

Фронтальное размещение горелок выгодно, так как в котлах ДКВ и ДКВР нижняя часть фронтальной стенки не экранирована, но такое размещение осуществимо лишь в тех случаях, когда имеется достаточное расстояние между фронтом котла и стеной здания. Нередко разместить горелки на фронтальной стене не удается также вследствие того, что приходится сохранять в состоянии готовности смонтированное на ней устройство для сжигания твердого топлива, являющегося резервным.

Боковое размещение горелок связано с таким серьезным неудобством, как необходимость разводки или удаления нескольких экранов труб. В большей степени это относится к случаям установки крупнокалиберных горелок круглого сечения, когда приходится разводить большое количество экранов труб (иногда по 8 труб на каждую горелку), и в меньшей степени — к вертикальным щелевым горелкам Ленгипроинжпроекта (рис. 8-16), при установке которых в топке требуется удалить не более двух экранов труб на каждую горелку.

Рассмотрим примеры компоновки газовых горелок в топках котлов ДКВ и ДКВР.

На рис. 11-8 показана типовая компоновка топки котла ДКВ-10-13 с горелками конструкции института Мосгазпроект. Две горелки типа ГА-110, рассчитанные на сжигание по 540 м³/ч природного газа, установлены на фронтальной стенке топки. Расстояние от оси горелок до уров-

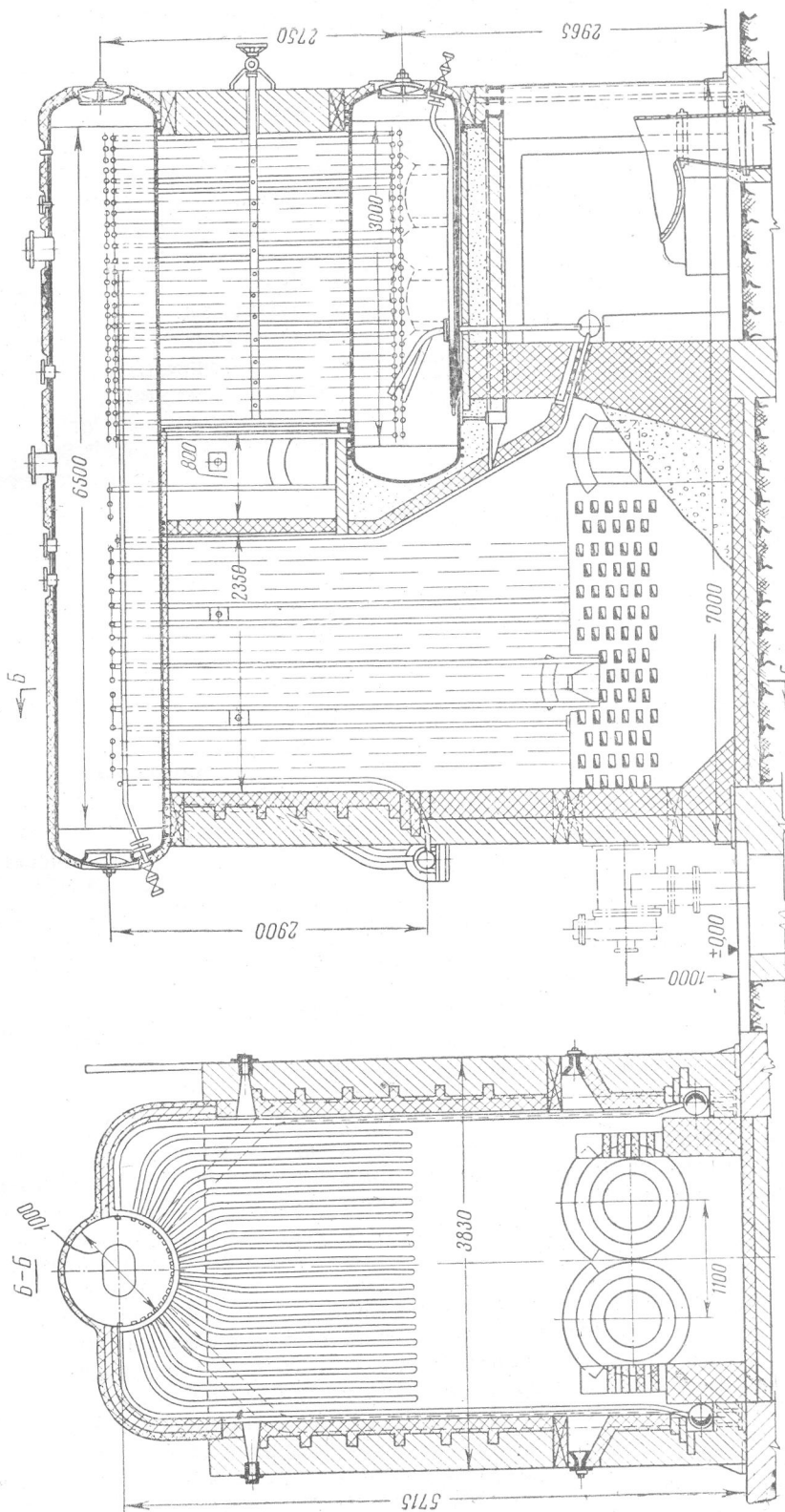


Рис. 11-8. Размещение горелок типа ГА-110 в топке котла ДКВР.

ня пода принято равным $\sim 1\,000$ мм. Вдоль боковых стенок топки предусмотрена кирпичная кладка толщиной около 250 мм и высотой (от уровня пода) около 1 000 мм. Верхняя часть кладки не сплошная, а решетчатая: в ее горизонтальных рядах каждый кирпич, положенный плашмя, чередуется со сквозным проемом шириной ~ 130 мм. Каждый такой ряд отделен от другого по высоте сплошным кирпичным поясом толщиной около 70 мм.

Основным преимуществом данного варианта является компактность смесительной части горелок и отсутствие необходимости разводить (или вырезать) экранные трубы при монтаже горелок.

Некоторым преимуществом данного варианта является легкость перехода с основного вида топлива на резервное (и с резервного на основное). Для перехода с газового топлива на жидкое достаточно установить в центральной трубе горелки мазутную фосунку с паровым распыливанием. Однако длительная работа горелок типа ГА на жидком топливе Мосгазпроектом не рекомендуется, так как при номинальной нагрузке котла не обеспечивается полнота сгорания мазута.

Учитывая эти обстоятельства, при необходимости частого перехода с газа на длительное сжигание мазута предпочтительно устанавливать газомазутные горелки Мосгазпроекта следующих типов: 3431-00; 3415-00; 3350-00; 3416-00 или 3395-00, которые представляют собой горелки типа ГА со встроенными в них форсунками типа ГМГ [Л. 59].

Слабой стороной компоновки, показанной на рис. 11-8, является неравномерность заполнения топочного объема восходящими потоками продуктов горения.

Сравнительные испытания паровых котлов ДКВ, оборудованных горелками различных конструкций (в том числе горелками типа ГА), были проведены ЦКТИ совместно с ЦНИИ МПС и рядом других организаций.

На газовом топливе (городском газе) были испытаны:

котел ДКВ-4-13 с инжекционными горелками полного предварительного смешения конструкции Ленгипроинжпроекта, установленными на боковых стенках топки;

котел ДКВ-6,5-13 с низконапорными горелками НГМГ, установленными на фронтальной стене топки;

котел ДКВ-10-13-350 (без пароперегревателя) с горелками конструкции Мосгазпроекта типа ГА-110, размещенными на фронтальной стене топки.

Боковые экраны котла ДКВ-4-13 во время испытаний не были защищены решетчатыми огнеупорными стенками. Котел ДКВ-6,5-13 испытывался с такими стенками и без них, а котел ДКВ-10-13-350 — только с ними.

При испытаниях не удалось выявить каких-либо экономических преимуществ той или иной компоновки. Коэффициент избытка воздуха в топке α_t для всех горелок имел одинаковое оптимальное значение, равное 1,15. Химический недожог на выходе из топки при таком значении α_t достигал 1,5—2%. При прохождении газов по камере догорания и через конвективные пучки химический недожог уменьшался на 0,5—1,0%. Как правило, при повышении избытка воздуха по сравнению с оптимальным химический недожог увеличивался примерно на 0,5%. Эти значения q_3 следует считать несколько завышенными, так как они получены с помощью прибора ВТИ-2. В связи с этим и значения оптимального избытка воздуха также нуждаются в уточнении при помощи градуированных газоанализаторов наиболее совершенного типа (например, хроматографов).

Однако основная цель описываемых испытаний заключалась не в определении экономичности горелочных устройств, а в изучении распределения тепловых потоков в топочной камере.

Замеры, проведенные при помощи термомонitors, показали, что общий уровень тепловых потоков в испытанных топках невысок. Лишь при форсированной работе, когда нагрузка доводилась до 150%

от номинальной, на отдельных участках экранных поверхностей нагрева имели место повышенные значения тепловых потоков ($160\text{--}220 \text{ Мкал/м}^2 \cdot \text{ч}$). Для сравнения можно указать, что в топках котлов большой мощности средние тепловосприятия порядка $100\text{--}200 \text{ Мкал/м}^2 \cdot \text{ч}$ считаются обычными.

Несмотря на сравнительно низкий уровень измеренных тепловых потоков (средних и локальных), исследователи пришли к заключению, что при недостаточно хорошем качестве питательной воды необходимо защищать боковые экраны на уровне горелок решетчатой кирпичной кладкой (как показано на рис. 11-8), так как при этом экраны работают более равномерно, выравниваются условия оседания внутренних загрязнений, а также уменьшается интенсивность коррозии экранных труб на уровне горелок.

Рассмотрим теперь компоновки котлов ДКВ и ДКВР с подовыми горелками (см. рис. 8-15).

В топках котлов, оборудованных пневматическими забрасывателями, подовые горелки обычно устанавливают с выводом коллекторов на фронтальную стену топки. Наиболее удобно монтировать газораспределительные коллекторы в дверцах, предназначенных для ручного заброса твердого топлива. В топках, оборудованных цепной решеткой или шурующей планкой, подовые горелки устанавливают с выводом коллекторов через боковую стену.

Преимущества рассматриваемых вариантов связаны с дешевизной подовых горелок и с бесшумностью их работы. Однако основные выгоды применения подовых горелок сводятся к более равномерному температурному полю в горизонтальном сечении топок (по сравнению с горелками типа ГА или НГМГ). Тем самым смягчаются температурные условия, в которых работают футеровка и экранные трубы, что имеет особое значение в тех случаях, когда не обеспечена хорошая очистка питательной воды.

Общий вид котла ДКВ-4-13, оборудованного двумя подовыми

горелками с выводом коллекторов на фронт топки, показан на рис. 11-9.

Газ поступает к подовым горелкам 1 по газопроводу 2 через клапан-отсекатель 3, осуществляющий блокировку подачи газа с подачей воздуха. Воздух нагнетается дутьевым вентилятором в нижнюю часть топки. Колосниковая решетка закладывается огнеупорным кирпичом по всему сечению топки, но в кладке оставляются щели 4, вдоль которых устанавливаются перфорированные коллекторы 5. Процесс горения начинается в полостях щелей 4 и заканчивается на расстоянии около 1 м от уровня кладки.

Переход с газа на резервное топливо котла, оборудованного подовыми горелками, нельзя осуществить быстро. Для перехода на мазут требуется остановка котла, охлаждение топки, защита подовых горелок слоем кирпича от воздействия высокой температуры, развивающейся при работе на мазуте, и т. п. Переход с газа на твердое топливо связан с еще более значительным объемом работ, а именно—с демонтажем подовых горелок.

В тех случаях, когда приходится часто переходить с газа на твердое топливо и обратно, вместо подовых горелок рекомендуется устанавливать вертикальные щелевые горелки, например горелки конструкции Ленгипроинжпроекта, описанные в гл. 8.

Чертежи котла ДКВР-10-13, оборудованного вертикальными щелевыми горелками, даны на рис. 11-10. Расстояние между осями горелок в котлах ДКВР-10, ДКВР-6,5 и ДКВР-4 принимается равным 960 мм, а в котлах ДКВР-2,5—равным 560 мм [Л. 118]. Все устройства, предназначенные для сжигания твердого топлива, оставлены на месте, а газовые горелки установлены на боковых стенках топки.

При работе на газовом топливе, колосниковую решетку 1 предохраняют от нагревания слоем дробленого шамотного кирпича 2 высотой около 200 мм. Куски кирпича имеют

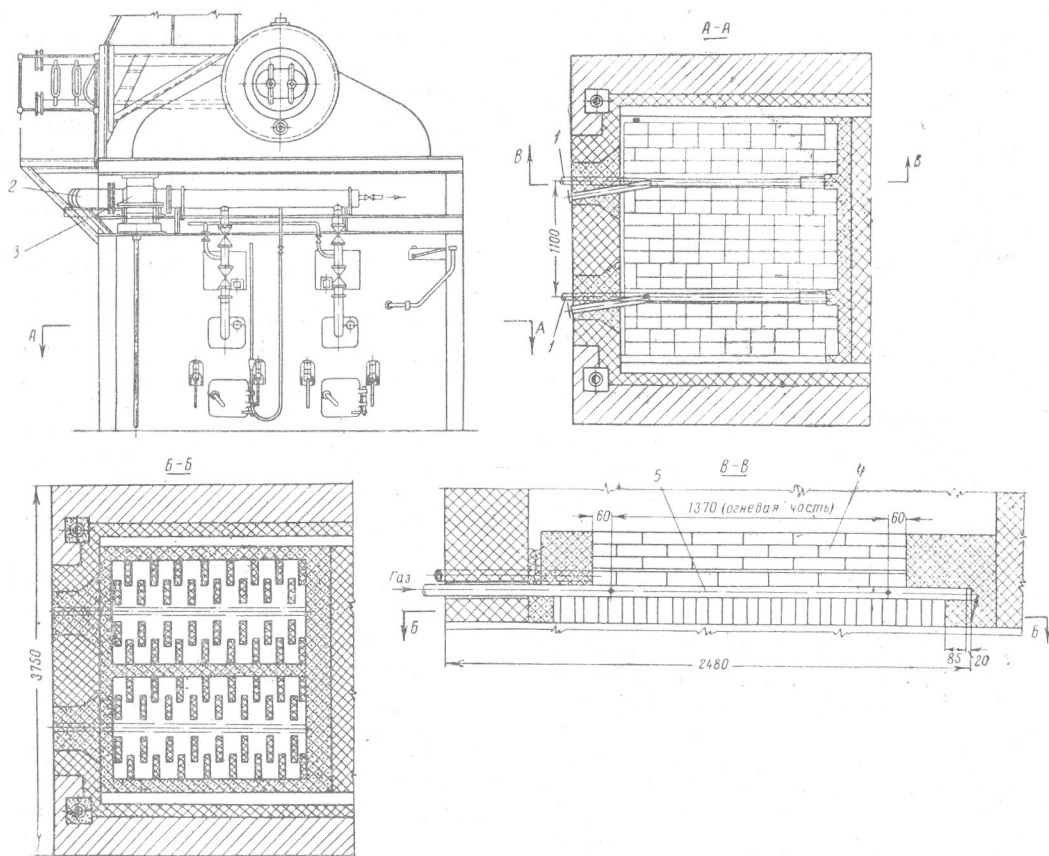


Рис. 11-9. Размещение подовых горелок в топке котла ДКВ-4-13.

размер не более 100 мм. Если возникает необходимость перехода на твердое топливо, требуется: 1) сбросить с колосниковой решетки дробленый шамот (путем поворота колосников); 2) демонтировать шамотную кладку 3, защищающую забрасыватель и шуровочные дверки от излучения; 3) снять торцевую стенку 4 коробов газовых горелок и заложить каналы-смесители 5 кирпичом для того, чтобы уменьшить подсос воздуха в топку.

Возвращаясь к вопросу перевода котлов ДКВ и ДКВР на газовое и жидкое топливо в сочетании с повышением паропроизводительности (по сравнению с номинальной), следует отметить необходимость применения докотловой обработки питательной воды с обеспечением безнакипного состояния поверхностей нагрева.

Особое значение имеет также надежная тепловая изоляция обогреваемых частей верхнего барабана,

расположенных в топке и камере догорания, что представляет определенные трудности. Облегченная защита от местных перегревов при помощи слоя торкрет-массы недолговечна, а более фундаментальная защита фасонным огнеупорным кирпичом, удерживаемым металлическим каркасом (стальными полосами), оказалась весьма сложной и дорогостоящей. В связи с тем, что защита барабана до сих пор не получила конструктивного решения, приходится пользоваться специальными легкоплавкими пробками, устанавливаемыми в обечайках барабана. В тех случаях, когда стенка барабана нагревается по каким-либо причинам до температуры выше 310—350°С, контрольная пробка расплавляется, пароводяная смесь с шумом вытекает в топку и сигнализирует о нарушении температурного режима, предотвращая тем самым повреждение всего барабана.

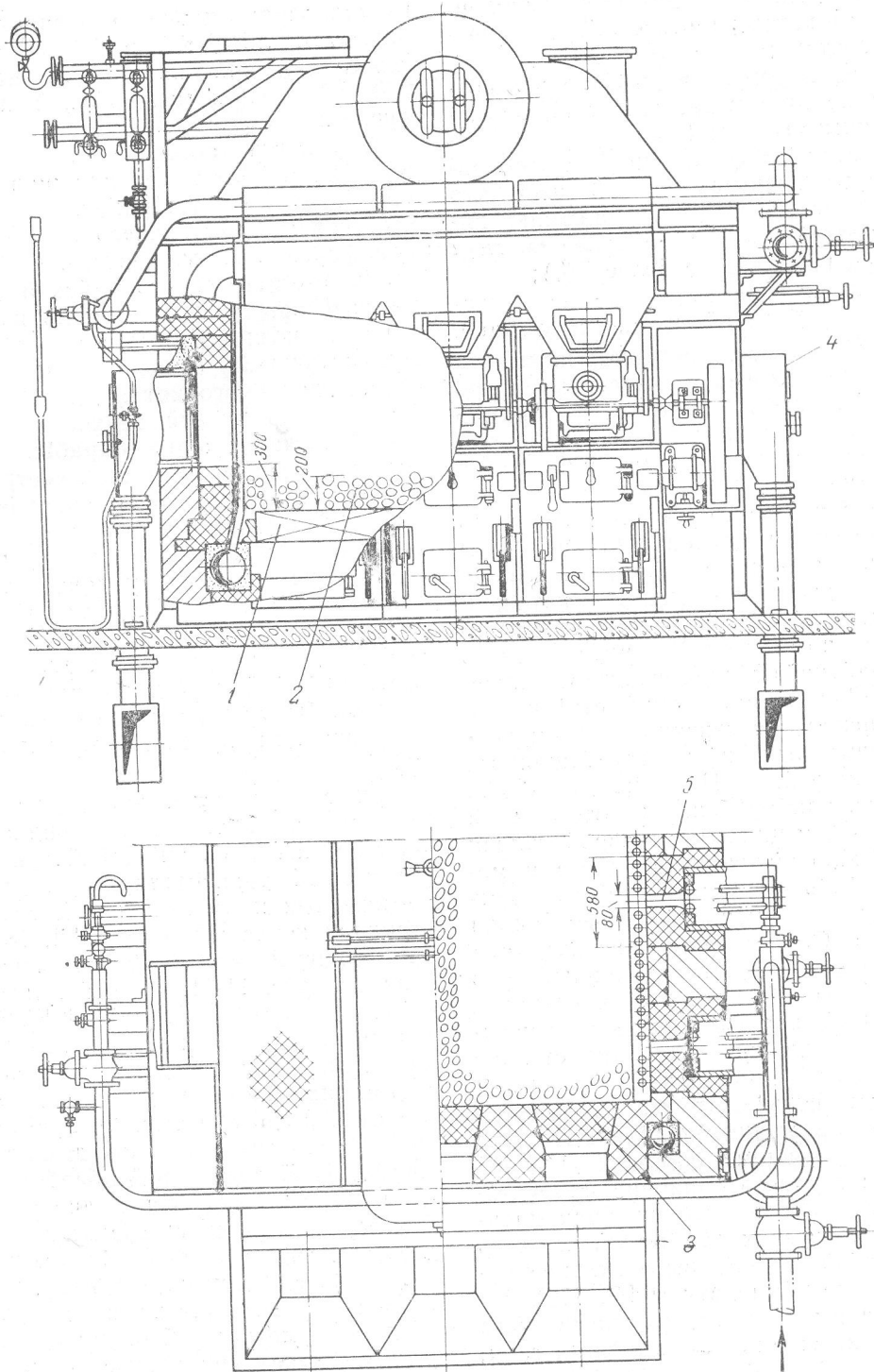


Рис. 11-10. Размещение вертикальных щелевых горелок в топке котла ДКВР-10-13.

При переводе котлов ДКВ и ДКВР на газовое или жидкое топливо в сочетании с повышением их паропроизводительности необходи-

мо уделять особое внимание вопросам сепарации пара. Существующие сепарационные устройства могут быть сохранены только при

соблюдении следующих условий:

а) котел работает без пароперегревателя;

б) паропроизводительность котла не превышает значений, приведенных в табл. 11-2;

в) солесодержание котловой воды не превышает 1200 мг/л, что соответствует солесодержанию питательной воды* не более 60 мг/л (при продувке не более 5%);

г) не предъявляется повышенных требований к качеству пара.

Если эти условия не выполняются, необходима реконструкция сепарационной системы, например устройство двухступенчатого испарения с выносными циклонами. Применение выносных циклонов позволяет резко расширить область применения котлов ДКВ и ДКВР в части водного режима, позволяя доводить содержание котловой воды до 4000—4500 мг/л. При недостаточно надежной защите верхнего барабана от повышенного излучения факела применение ступенчатого испарения связано с рядом конструктивных и эксплуатационных трудностей. Например, схема с внутрибарабанным отсеком и выносным циклоном, разработанная ЦКТИ, сравнительно проста и может быть осуществлена без существенных изменений конструкции котла. Однако при эксплуатации котлов, реконструированных по этой схеме, выявился недостаток, который заключается в повышенном осаждении шлама на стенках верхнего барабана. Отложения шлама повышают тепловое сопротивление стенки барабана. При непосредственном обогреве нижней части верхнего барабана продуктами горения и высоких радиационных нагрузках это может повлечь за собой недопустимое местное повышение температуры [Л. 179].

Таким образом, до настоящего времени еще нет проверенных схем,

позволяющих надежно эксплуатировать котлы ДКВ и ДКВР при солесодержании питательной воды 300—500 мг/л и непрерывной продувке не более 5%.

Трудности обеспечения экономичной работы сепарационных устройств и предотвращения местных перегревов верхнего барабана при форсированных режимах настолько серьезны, что Бийский котельный завод переходит на изготовление котлов ДКВР нового типа. Отличительной особенностью модернизированного котла ДКВР является укороченный верхний барабан. В области топки барабан заменен двумя камерами диаметром 219 мм, в которые, перекрещиваясь верхними концами, заведены трубы боковых экранов. Пароводяная смесь из камер направляется в верхний барабан. Каркасы котлов ДКВР с укороченным верхним барабаном, предназначенных для работы в сейсмических районах, должны быть усилены при монтаже по указаниям проектной организации.

Опыт перевода и эксплуатации на газовом, а также на жидком топливе использован ЦКТИ при разработке транспортабельных газо-мазутных котлов типа ГМ. Конструкция котла этого типа [Л. 180] производительностью 10 т/ч показана на рис. 11-11. Газо-мазутные горелки, разработанные ЦКТИ, устанавливаются на фронтальной плите. Топочное пространство рассчитано на объемное теплонапряжение от 300 до 830 тыс. ккал/м³·ч, что обуславливает необходимость обязательной докотловой обработки воды. Котел заключен в двойную обшивку, что дает возможность работать с наддувом. Необходимый для горения воздух нагнетается дутьевыми вентиляторами в пространство между обшивками, где он охлаждает наружные стенки котла до температуры, исключающей необходимость их изоляции, и затем поступает в горелки (непосредственно или через воздухоподогреватель). Коэффициент полезного действия котла 90—91%. Требуемое качество пара обеспечивается двух-

* При повышенном солесодержании питательной воды приходится эксплуатировать котлы с недопустимо высокой непрерывной продувкой, которую в наиболее неблагоприятных случаях доводят до 20% и более, что снижает экономические показатели котла.

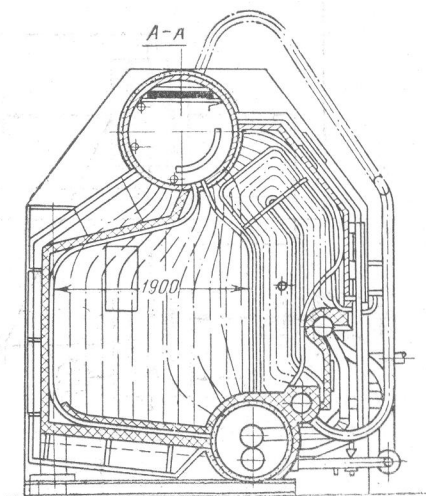
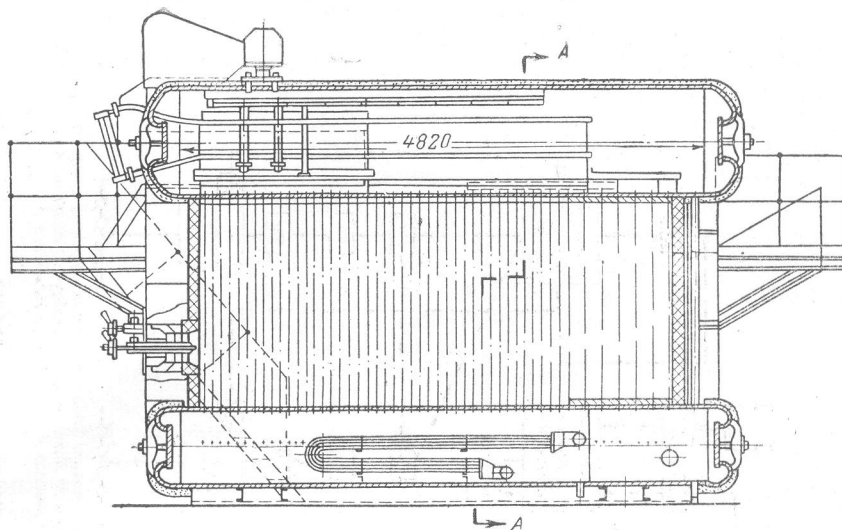


Рис. 11-11. Газо-мазутный паровой котел типа ГМ-10-39.

ступенчатым испарением, которое осуществляется путем установки перегородок в верхнем и нижнем барабанах. Температура перегретого пара регулируется в случае необходимости при помощи поверхностного пароохладителя, устанавливаемого в нижнем барабане котла. Серия котлов ГМ рассчитана на номинальную паропроизводительность от 2,5 до 20 т/ч при избыточном давлении от 13 до 39 ат. Котлы ГМ имеют следующие преимущества (по сравнению с котлами ДКВР):

а) уменьшен в 1,4 раза объем котельной ячейки;

б) уменьшен на 15% вес материала, необходимого для сооружения металлоконструкции котла;

в) уменьшен в 2 раза вес материалов, необходимых для обмуровки котла;

г) снижено на 25—30% количество электроэнергии, расходуемой на собственные нужды.

К числу серьезных достоинств котлов ГМ следует отнести их приспособленность для эксплуатации в полуоткрытых котельных.

Котлы типа ГМ, выпускаемые Бийским котлостроительным заводом, снабжаются устройствами для автоматического регулирования основных параметров и защиты котла и вспомогательного оборудования при аварийных режимах.

11-3. АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ПАРОВЫХ КОТЛОВ, РАБОТАЮЩИХ НА ГАЗОВОМ ТОПЛИВЕ

В качестве одного из примеров на рис. 11-12 показана действующая схема автоматического регулирования работы котла большой мощности (170—200 т/ч) на двух видах топлива (пылевидном и газовом), разработанная Мосэнерго-проектом.

В основу схемы положен принцип автоматического регулирования соотношения «тепло — топливо» при помощи электронного регулятора топлива. Количество тепла, воспри-

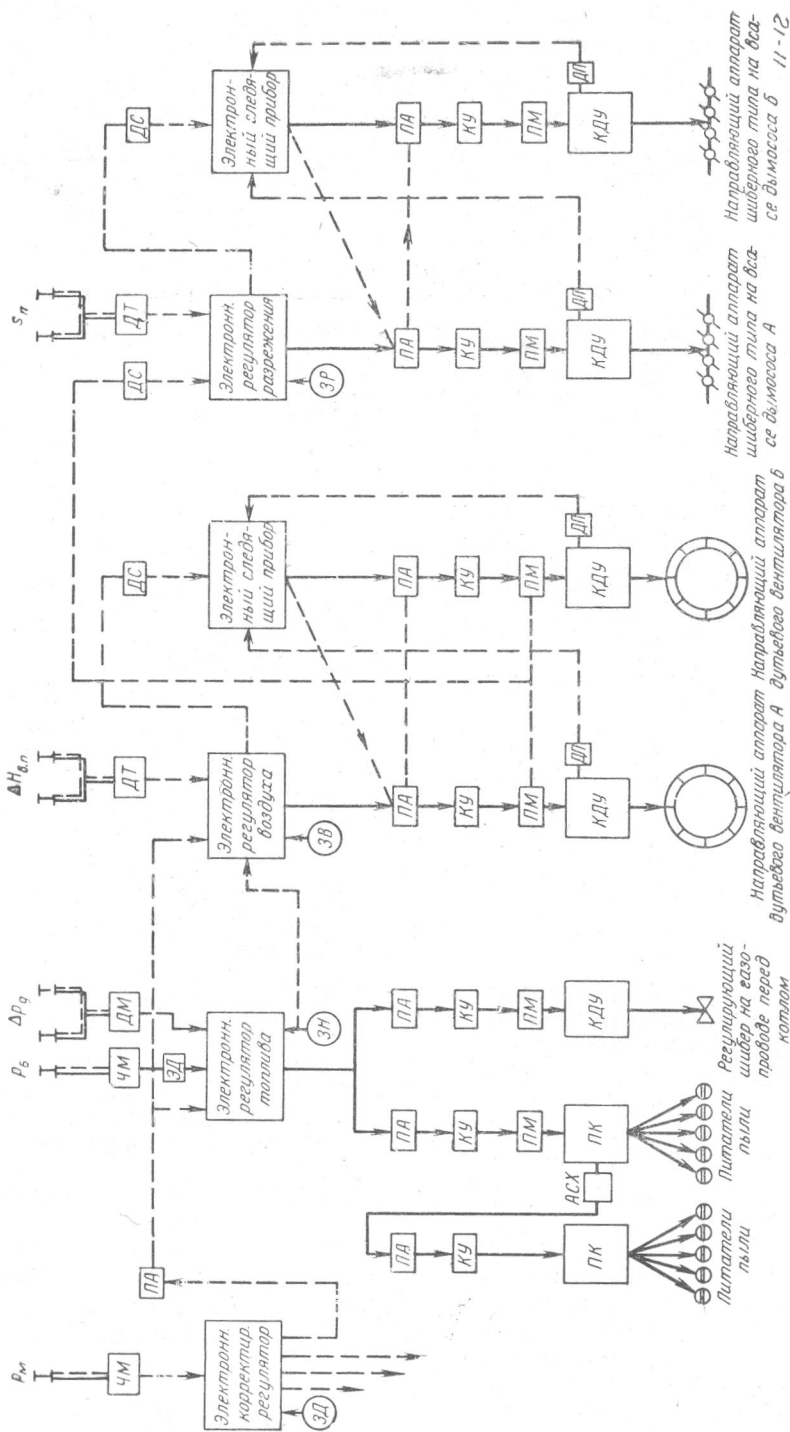


Рис. 11-12. Схема автоматического регулирования работы котла на газовом и пылеугольном топливе.

ЧМ — чувствительный манометр; ДМ — дифференциальный манометр; ЭД — электронный дифференциатор; ДС — динамическая связь; ЭР — задатчик разрежения; ЗВ — задатчик давления; ЗД — задатчик воздуха; ПА — переключатель автоматизации; КУ — ключ дистанционного управления; ПМ — пускатель магнитный; КДУ — колонка дистанционного управления; ПК — плоский контроллер; АСХ — автоматический синхронизатор хода; ДП — датчик перемещения.

нимаемого котлом, измеряется по показаниям дифференциального манометра ДМ (паромера) и чувствительного манометра ЧМ, измеряющего давление пара в барабане котла. Эти показатели служат прямыми импульсами, воспринимаемыми электронным регулятором, причем последний импульс посылается через электронный дифференциатор ЭД*. Регулятор топлива воздействует при помощи колонки дистанционного управления КДУ на регулирующий шибер, от степени открытия которого зависит подача газа в горелки котла. Требуемый расход топлива задается при помощи задатчика нагрузки ЗН. Давление пара в паросборной магистрали задается при помощи задатчика давления ЗД и регулируется при помощи дополнительного регулятора, корректирующего работу регуляторов топлива на отдельных котлах [Л. 97].

При работе котла на пылевидном топливе регулятор оказывает воздействие не на газовую задвижку, а на питатели, подающие пыль в топку. При совместном сжигании газа и пыли регулирование ведется по одному виду топлива, а расход другого вида топлива поддерживается примерно постоянным (не регулируется). Таким образом, при работе котлов на пылевидном или на газовом топливе используется одна и та же электронная система автоматики. Это обстоятельство значительно облегчает использование паровых котлов в качестве буферных потребителей газового топлива, когда горелки часто приходится переключать с одного вида топлива на другой.

Регулирование подачи воздуха в горелки осуществляется специальным электронным регулятором подачи воздуха, который получает импульс от дифференциального манометра (расходомера), установленного на воздухопроводе у воздухоподогревателя. Требуемый расход воздуха задается при помощи

задатчика воздуха ЗВ (в зависимости от состава сжигаемого топлива). Пропорционирование подачи воздуха и газа обеспечивается связью, существующей между регулятором топлива и регулятором воздуха. При изменении качества топлива эта связь корректируется вручную. Регулятор подачи воздуха воздействует при помощи колонки дистанционного управления КДУ на направляющий аппарат дутьевого вентилятора.

Кроме того, обычно предусматривается автоблокировка дутьевых вентиляторов с запорными задвижками, имеющими электропривод и устанавливаемыми на газопроводах перед котлами. Эти задвижки в случае аварийного выключения дутьевых вентиляторов перекрываются автоматически.

Разрежение в топке поддерживается на заданном при помощи задатчика ЗР уровне автоматически. Для этой цели устанавливается еще один электронный регулятор, получающий импульс от тягомера, присоединенного к верхней части топочного пространства. Воздействие оказывается на направляющий аппарат или шибер дымососа.

Поскольку регулятор разрежения регулирует одновременно работу двух дымососов, дополнительно устанавливается электронный следящий прибор, служащий для обеспечения идентичности перемещения двух колонок КДУ, управляемых от одного регулятора. Аналогичный прибор устанавливается в тех случаях, когда регулятор подачи воздуха воздействует одновременно на работу двух дутьевых вентиляторов.

Данная схема обеспечивает поддержание давления пара на заданном уровне и стабилизацию распределения нагрузки между котлами. Кроме того, обеспечивается повышение экономичности горения, что достигается путем контроля топочного процесса за счет непрерывного измерения количества тепла, воспринимаемого котлом. В зависимости от показаний паромера система автоматически настраивается на избыток воздуха, при котором поте-

* Дифференциатором называется устройство, воздействие которого пропорционально скорости изменения импульса.

ри тепла от химического недожога имеют минимальное значение.

Об экономичности процесса горения при использовании такой схемы судят по паропроизводительности котла. Чем больше производительность котла при неизменном расходе топлива, тем выше экономичность топочного процесса. Такой метод контроля состояния топочного процесса является косвенным, так как по сути дела сам котел играет при этом роль калориметра, непрерывно измеряющего выделяющееся в топке тепло. Большое неудобство при использовании такого громоздкого «измерительного прибора» заключается, главным образом, в его инерционности.

В настоящее время наблюдается стремление сочетать автоматику с более точной и менее инерционной системой непосредственного контроля состояния топочного процесса.

Схема регулирования «топливо — воздух» с коррекцией по химическому недожогу уже получила признание, но широкое применение этой схемы сдерживается отсутствием надежно действующих регуляторов и датчиков (в частности, прибора для непрерывного измерения потерь тепла с химическим недожогом). Новая конструкция корректирующего регулятора, могущего поддерживать постоянной заданную величину минимального химического недожога, разработана в Башкирэнерго [Л. 181].

В связи с этим заслуживает внимания другая схема регулирования «топливо — воздух», которая имеет коррекцию по содержанию избыточного кислорода в продуктах горения. Задача автоматического поддержания оптимального избытка воздуха стала осуществимой только после того, как был разработан термомагнитный газоанализатор на кислород (кислородомер) [Л. 182]. Кислородомер способен подавать импульсы, характеризующие избытки воздуха и отражающие изменение не только расхода, но и качества топлива, а на основании этих импульсов регулятор может поддерживать оптимальный избыток воздуха, изменяя соответствующим образом как подачу воздуха в горелки, так и отсос дымовых газов.

В качестве датчика при использовании коррекции по кислороду можно использо-

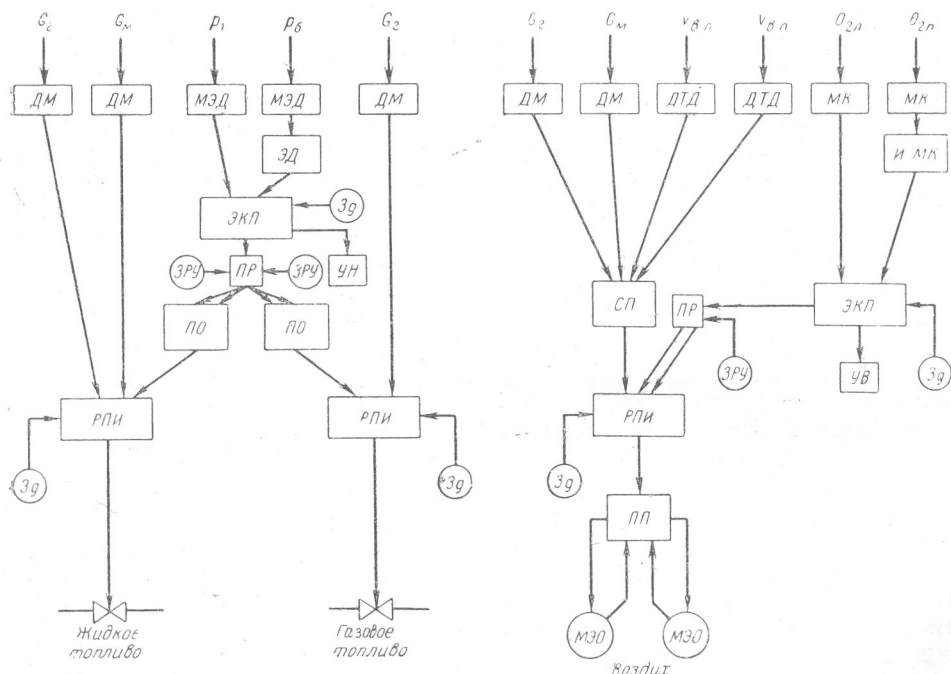


Рис. 11-13. Принципиальная схема автоматики горения для барабанных котлов (без двусветных экранов) блоков 150—200 Мвт.

ДМ — дифманометр; МЭД — манометр электроконтактный; ДТД — дифтягомер; МК — магнитный кислородомер; РПИ — бесконтактный регулирующий прибор; ЭКП — корректирующий прибор; ИМК — измерительный блок; ЭД — электронный дифференциатор; ПО — полупроводниковый ограничитель; ПП — полупроводниковый переключатель; СП — сумматор сигналов; УВ — указатель выхода; УН — указатель нагрузки; ЗД — выносной задатчик; ЗРУ — задатчик ручного управления; ПР — переключатель режима работы; МЭО — исполнительный механизм; P_6 — давление в барабане котла; P_T — давление пара перед турбиной; G_T , G_M , G_V — расход газа, мазута и воздуха (соответственно); O_{2n} , O_{2n} — содержание кислорода в дымовых газах левой и правой сторон газохода (соответственно).

вать стандартизированные ГОСТ магнитные кислородомеры типа МГК-14, выпускаемые Северо-Донецким специальным конструкторским бюро автоматики [Л. 183]. Некоторые предприятия, однако, предпочитают пользоваться кислородомерами типа МН-5130 со шкалой 0—2%, выпускаемыми Выруским заводом газоанализаторов.

Преимуществом коррекции по кислороду является обеспеченность парамагнитным датчиком, который можно приспособить для работы с точностью $\pm 0,1\%$ [Л. 184]. Недостатками этой схемы являются чувствительность к присосам воздуха в топке, а также затруднения в отборе представительной пробы и необходимость дополнительной корректировки по величине химического недожога [Л. 185].

Что касается регулирования нагрузки котла, то имеется три метода: количественный (поочередным отключением отдельных горелок), качественный (изменением подачи топлива и воздуха на все горелки) и смешанный, когда при достижении нижнего предела давления топлива отключаются отдельные группы горелок и давление восстанавливается до начального (подробнее см. [Л. 185]).

Одна из возможных схем автоматического регулирования работы парового котла с использованием магнитного газоанализатора на кислород показана на рис. 11-13. Схема разработана институтом Теплоэлектропроект в качестве типовой для барабанных газо-мазутных котлов (без двухцветных экранов) производительностью 420, 480, 600 и 640 т/ч. В схеме предусмотрено использование бесконтактной аппаратуры автоматики.

Интерес представляет также предложение использовать местную многоканальную систему импульсного регулирования «Мир» для индивидуального автоматического регулирования соотношения «топливо — воздух» на каждую горелку современных газо-мазутных котлов большой производительности [Л. 186]. Применение указанной системы позволяет осуществить трехпозиционное импульсное регулирование группы (до 25) объектов методом последовательного обегания (с использованием одного электронного регулирующего прибора). Для поддержания заданного соотношения «топливо — воздух» в каждой горелке на измерительные блоки подаются импульсы индивидуальных расходомеров топлива и воздуха, а воздействие исполнительных механизмов осуществляется на шиберы воздухопроводов перед горелками.

Схема присоединения газовых горелок крупных котлов к газопроводу, разработанная Мосэнергопроектом, показана на рис. 11-14.

Основной газопровод котельной присоединен к газопроводу высокого давления (3—5 ат) в двух точках. Вблизи от места присоединения устанавливается задвижка 1 с электроприводом, предназначен-

ная для аварийного отключения подачи газа. Далее монтируется центральный регулятор давления электронного типа, служащий для поддержания «после себя» заданного постоянного избыточного давления, обычно 0,15—0,3 ат, причем общий расход газа учитывается расходомером 3 диафрагменного типа. Отвод газа к котлам осуществляется через запорные задвижки 4 и расходомеры 5. Расход газа на каждый котел регулируется отдельно электронным регулятором давления, получающим импульс от чувствительного манометра, измеряющего давление пара в барабане котла. Регулятор давления через исполнительный механизм воздействует на заслонку расхода газа 6. Разводка газа по горелкам осуществляется по трубопроводу меньшего сечения 7, имеющему в конце отвод на свечу 8, которая служит для продувки линии перед розжигом горелок. Присоединение горелки к трубопроводу 7 производится через две запорные задвижки 9. На рисунке показаны три варианта разводки газа к котлам: 1) к трехбарабанному котлу с расположением горелок по фронту топки; 2) к такому же котлу с расположением горелок на боковых стенах топки; 3) к секционному однобарабанному котлу с угловым расположением горелок в топке.

Заканчивая на этом краткий обзор схем регулирования горения в топках паровых котлов большой мощности, рассмотрим некоторые вопросы автоматизации котлов малой мощности на газовом топливе.

Для контроля и регулирования работы котлов малой мощности в настоящее время применяются различные системы автоматизации: пневматическая (АПВ), электрическая, электрогидравлическая, электронно-гидравлическая («Кристалл») и др. [Л. 187].

В пневматической системе автоматики привод регулирующих устройств осуществляется за счет энергии сжигаемого газа среднего давления. Автоматика типа АПВ разработана для водогрейных котлов в комплексе с инжекционными го-

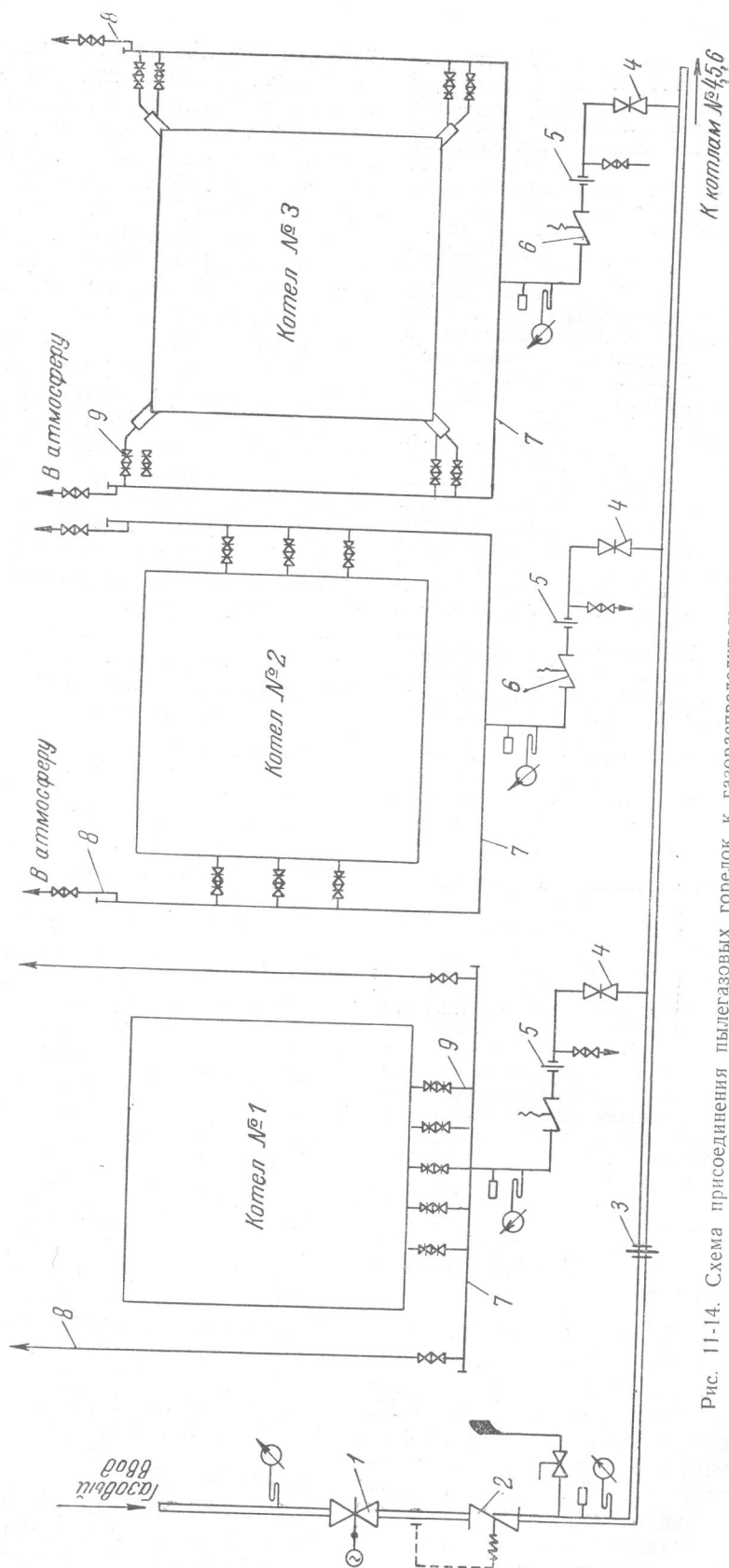


Рис. 11-14. Схема присоединения пылегазовых горелок к газораспределительному пункту.

релками среднего давления конструкции Мосгазпроекта (см. гл. 9).

В отличие от этого электрогидравлическая автоматика, разработанная Мосгазпроектом, обладает большей универсальностью и может применяться при работе на природном газе не только среднего, но и низкого давления. Основное ее назначение — комплексное регулирование и контроль работы паровых котлов типа ДКВР (см. § 11-2) с целью повышения экономичности сжигания газа, а также более удобного и безопасного обслуживания установок. В связи с этим было предусмотрено автоматическое поддержание давления пара на заданном уровне, пропорционирование подачи газа и воздуха в горелки, а также регулирование разрежения в топке в зависимости от нагрузки горелок.

Приборы автоматики безопасности выключают газ, подаваемый к основным горелкам, в случаях: падения давления газа перед дроссельной заслонкой ниже 30 мм вод. ст.;

выключения дутьевого вентилятора;

повышения давления пара в котле выше разрешенного;

снижения разрежения в топке до нуля;

повышения уровня воды в барабане котла до верхнего предельного положения;

понижения уровня воды в барабане до нижнего предельного положения;

погасания дежурной горелки;

обрыва в цепи автоматики безопасности.

Одновременно с автоматическим выключением газа при аварийных состояниях подается звуковой сигнал и на щите контроля зажигается световое табло с указанием причины выключения.

В последние годы Мосгазпроект начал применять новую и наиболее прогрессивную систему автоматики «Кристалл» [Л. 187]. Приборы и устройства этой системы служат для комплектования автоматических регуляторов, обладающих высокой надежностью, так как в них

нет электрических рабочих контактов вакуумных ламп. Исполнительными механизмами являются поршневые сервомоторы, работающие на водопроводной воде.

В качестве первичных приборов данной системы применяются:

дистанционные электрические манометры МЭД для контроля давления пара на выходе из котла;

дифференциальные манометры типа ДМ для контроля уровня воды в барабане;

дифференциальные тягомеры типа ДТ-2, при помощи которых контролируется разрежение в топке и соотношение расходов газа и воздуха;

термометры сопротивления, термомпары и другие приборы, имеющие электрический выход; при помощи указанных приборов контролируется температура на выходе из водогрейных котлов или бойлера [Л. 188].

Применительно к котлам, работающим на газовом топливе, автоматика «Кристалл» выполняется в комплекте с сигнализатором давления газа, соленоидным клапаном для регулирования расхода газа и клапаном — отсекателем для аварийного отключения газа.

Автоматика «Кристалл» может применяться на котлах, оборудованных как горелками с принудительной подачей газа и воздуха, например горелками типа ГА конструкции Мосгазпроекта (см. рис. 8-14), так и инжекционными (однопроводными) горелками. Комплект электрических и электронных приборов автоматики системы «Кристалл» собран в одном блоке и может поставляться вместе со щитом контрольно-измерительных приборов [Л. 180].

Принцип работы электронно-гидравлической автоматики «Кристалл» поясняет схема, представленная на рис. 11-15. Электрические импульсы от датчиков дистанционного манометра МЭД и дифтягомеров ДТ поступают на вход транзисторного усилителя УТ, где они суммируются с сигналами задатчика ЗД и устройства обратной связи и усиливаются. Воздействие усили-

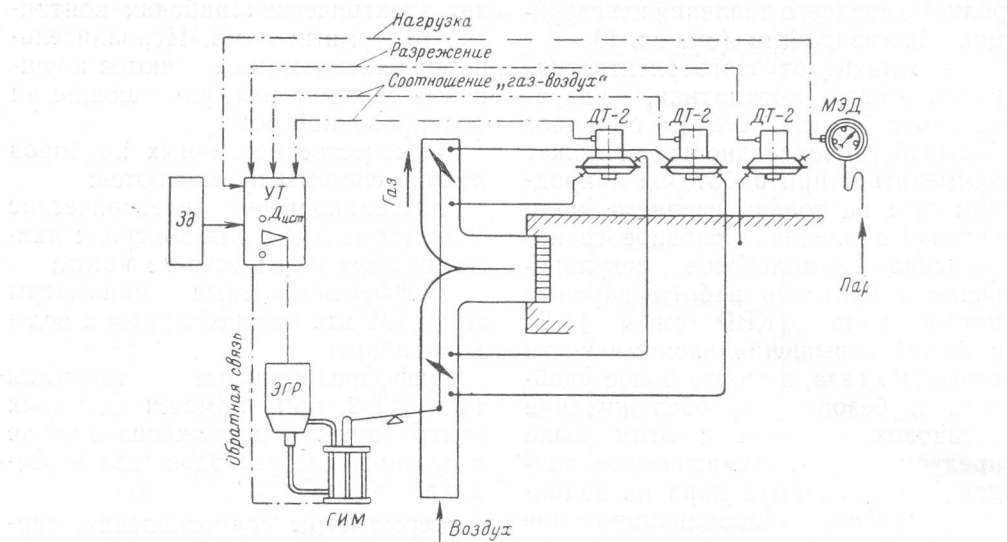


Рис. 11-15. Принципиальная схема электронно-гидравлической автоматики «Кристалл». ГИМ — гидравлический исполнительный механизм; ЭГР — электрогидрореле; ЗД — задатчик; УТ — усилитель транзисторный; ДТ — дифференциальный тягомер (датчик); МЭД — манометр электроконтактный.

теля на регулирующие органы (дроссельную заслонку, направляющий аппарат вентилятора и т. п.) осуществляется при помощи электрогидравлического реле ЭГР и гидравлического исполнительного механизма ГИМ.

Работа автоматики регулирования процесса горения сводится к поддержанию требуемого давления пара в котле, что осуществляется изменением расхода газа, поступающего в горелки. Паропроизводительность котла и давление пара связаны между собой однозначно, вследствие чего управление подачей топлива возлагается на регулятор давления пара. Поскольку объект регулирования обладает большой инерционностью, данный регулятор необходимо снабдить упругой обратной связью, чтобы регулирующей орган перемещался с такой скоростью и принимал такие положения, которые требуются для быстрого затухания колебаний регулируемого параметра (в данном случае расхода газа).

В отличие от этого соотношение расходов газа и воздуха поддерживается астатическим регулятором. Обратная связь в данном случае не требуется, так как колебания регулируемой величины являются быст-

розатухающими. В качестве чувствительных органов (датчиков) используются дифференциальные тягомеры ДТ-2, которые настраивают на импульсы перепада давления (или статического напора), характеризующие величину расходов газа и воздуха. Заданное соотношение расходов поддерживается регулятором при помощи усилителя УТ и исполнительного механизма, связанного с дроссельной заслонкой.

Постоянство разрежения (с точностью $\pm 0,5$ мм вод. ст.) также поддерживается регулятором без обратной связи, так как объект регулирования (топочное пространство) практически не обладает инерционностью. Датчиком в этом случае служит обычно дифференциальный тягомер с малым диапазоном измерения.

В заключение приведем схему контроля, управления и сигнализации парового котла ДКВР-4-13, оборудованного горелками ИГК (рис. 11-16).

Основным узлом является автоматика безопасности, при помощи которой обеспечивается безаварийная работа котла при его пуске и эксплуатации. Для этой цели на трубопровод, по которому газ подводится к горелкам котла, ставится

клапан-отсекатель ПКН-80, снабженный электромагнитным клапаном.

Клапан-отсекатель прекращает подачу газа в тех случаях, когда: давление пара в барабане превышает заданное значение, что фиксируется электроконтактным манометром;

разрежение в топке уменьшает-ся до предельного значения, что контролируется соответствующим сигнализатором;

уровень воды в барабане достигает предельных значений, что фиксируется сигнализатором предельных уровней;

температура воды, поступающей из бойлера, достигает предельного значения, в связи с чем срабатывает электроконтактный термометр и связанное с ним реле;

температура воды в экономайзере достигает предельного значения, контролируемого электромагнитным термометром;

гаснет пламя в горелке (или в блоке горелок), в связи с чем срабатывает прибор—автомат защиты.

Во всех указанных случаях происходит разрыв в цепи электропитания клапана ПКН, который сопровождается сигналом и указанием причины отключения котла (на щите пульта управления).

Система автоматики осуществляет также контроль давления воды до и после экономайзера, температуры уходящих газов, состава продуктов горения (только по содержанию CO_2), работы деаэрационной установки, системы водоподготовки и т. п.

Заключение

Проблему рационального сжигания газа на электростанциях и в промышленности можно считать решенной только в части освоения

ряда промышленных горелок, обеспечивающих в той или иной степени устойчивое сжигание нужных количеств газового топлива, причем экономичность горения находится на приемлемом уровне далеко не везде. Характерно, что автоматизация горения обеспечивается лишь на крупных объектах и в большинстве случаев не по самым оптимальным схемам, так как таковые (например, с импульсом от газоанализатора) еще не разработаны окончательно и поэтому не получили распространения. Отсутствие автоматики горения обуславливает в ряде случаев (особенно на многих мелких объектах) совершенно ненормальное положение, когда повседневная эксплуатация даже наиболее совершенных газоиспользующих агрегатов протекает с показателями, сильно отличающимися в худшую сторону от результатов, полученных при наладочных и парадных испытаниях.

Кроме того, особое значение имеют разработка методов расчета и проведение сравнительных испытаний горелок различных типов. В этом направлении некоторыми научно-исследовательскими и наладочными организациями уже приложено немало усилий.

Параллельно с упорядочением газоснабжения и газоиспользования осуществляется следующая стадия освоения газогорелочных устройств, связанная с разработкой новых конструкций газоиспользующих агрегатов на базе комплексного использования всех преимуществ, присущих газовому топливу. Особое значение имеет разработка горелок для агрегатов сверхвысокой мощности и для парогазовых установок. Основой для этих работ может служить глубокое и всестороннее изучение процесса горения и процесса теплообмена между продуктами горения и тепловоспринимающими поверхностями.



1

Технологические характеристики некоторых горючих газов

Приложение 2

ХАРАКТЕРИСТИКИ ИСКУССТВЕННЫХ ГАЗОВ

243

Приложение 3

Примерный состав и теплота сгорания некоторых сухих природных газов

Месторождение	Примерный объемный состав, %								Теплота сгорания (низшая), ккал/м^3
	CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	H_2S	CO_2	N_2	
Ставропольское	98,7	0,35	0,12	0,06	—	—	0,1	0,7	8 530
Шебелянское (УССР)	93,7	3,5	0,8	0,8	0,8	—	0,1	0,3	8 600
Дашаевское (УССР)	98,3	0,3	0,12	0,15	—	—	0,1	1,0	8 520
Елшанское (Саратовская обл.)	94,0	1,8	0,4	0,1	0,1	—	0,1	3,5	8 440
Бугурусланское (Куйбышевская обл.)	81,7	5,0	2,0	1,2	0,6	0,6	0,4	8,5	8 770
Ухтинское (Коми АССР)	88,0	1,9	0,2	0,3	—	Следы	0,3	9,3	7 946
Газли (Узбекская ССР)	94,2	1,6—3,5	0,03—1,1	0,05—0,8	—	—	0,1—0,2	0,1—0,5	8 080—8 440
Котур-Тепе (Туркменская ССР)	88,0	3,5	2,6	1,5	1,0	1,6	1,6	1,8	9 000
Карадагское (Азербайджан)	90,0	3,8	1,7	0,7	0,8	—	—	3,0	8 500

ЛИТЕРАТУРА

1. Директивы XXIII съезда КПСС по пятилетнему плану развития народного хозяйства СССР на 1966—1970 гг.
2. Байбаков Н. К., Кортунов А. К., Федоров В. А., Расти, индустрия нефти и газа, «Правда», № 248, 5 сентября 1965 г.
3. Маслаков Д. И., Топливная база страны на современном этапе, «Теплоэнергетика», 1965, № 3.
4. Жуковская З. Н., Минков В. А., Пекелис Г. Б., Футыко И. И., Использование природного газа в энергетике, Изд-во АН БССР, Минск, 1962.
5. Фурман И. Я., Экономическая эффективность использования природного газа как промышленного топлива, Гостехиздат, 1961.
6. Стырикович М. А., Проблемы генерации пара в свете современных тенденций развития теплоэнергетики, «Теплоэнергетика», 1965, № 8.
7. Хитрин Л. Н., Физика горения и взрыва, Изд-во Московского университета, 1957.
8. Семенов Н. Н., О некоторых проблемах химической кинетики, Изд-во АН СССР, 1958.
9. Кондратьев В. Н., Кинетика химических газовых реакций, Изд-во АН СССР, 1958.
10. Щетинков Е. С., Физика горения газов, изд-во «Наука», 1965.
11. Мурзаков В. В., Основы теории и практики сжигания газа в паровых котлах, изд-во «Энергия», 1964.
12. Соколик А. С., Самовоспламенение, пламя и детонация в газах, Изд-во АН СССР, 1960.
13. Зельдович Я. Б., Теория зажигания накаливаемой поверхностью, ЖЭТФ, т. 9, 1939, № 12.
14. Хитрин Л. Н., Гольденберг С. А., К вопросу о зажигании газовых смесей, сб. «Исследование процессов горения», Изд-во АН СССР, 1958.
15. Основы горения углеводородных топлив (перевод с английского), Изд-во иностр. лит., 1960.
16. Пешкин М. А., О влиянии температуры на нижний предел распространения пламени, ЖФХ, т. 28, 1954, № 3.
17. Зельдович Я. Б., Теория горения и детонации газов, Изд-во АН СССР, 1944.
18. Зельдович Я. Б., Баренблат Г. И., Theory of Flame Propagation, Combustion and Flame, 1959, 3, № 1.
19. Физические измерения в газовой динамике и при горении, Изд-во иностр. лит., 1957.
20. Passauer H., Verbrennungsgeschwindigkeit bei Vorwärmung von Gas-u. Luftgemischung, Gas-u. Wasserfach, 1930, Bd 73, № 14—17.
21. Гейдон А. Г., Вольфгард Х. Г., Пламя, его структура, излучение и температура, Металлургиздат, 1959.
22. Фрост В. А., Математическая модель турбулентного горения, Труды III совещания по теории горения, т. 1, Изд. АН СССР, 1960.
23. Прудников А. Г., Уравнение турбулентного факела пламени, Труды III совещания по теории горения, т. 1, Изд-во АН СССР, 1960.
24. Прудников А. Г., Измерение оптико-диффузионным методом турбулентности воздушных потоков и пламени, сб. «Горение в турбулентном потоке», Изд-во АН СССР, 1958.
25. Козаченко Л. С., Горение бензино-воздушных смесей в турбулентном потоке, сб. «Третье всесоюзное совещание по теории горения», т. 1, Изд-во АН СССР, 1960.
26. Щелкин К. И., Трошин Я. К., Газодинамика горения, Изд-во АН СССР, 1963.
27. Ильяшенко С. М., Талантов А. В., Теория и расчет проточных камер сгорания, Изд-во «Машиностроение», 1964.
28. Козаченко Л. С., Кузнецов И. Л., Скорость распространения пламени в турбулентном потоке однородной смеси, Тезисы докладов на III научно-техническом совещании по теории и практике сжигания газа, изд-во «Энергия», 1965.
29. Вильямс Г., Боллингер Л., Влияние турбулентности на скорость распространения пламени, «Вопросы ракетной техники», 1951, № 3.
30. Хитрин Л. Н., Гольденберг С. А., Исследование процесса распространения турбулентного фронта пламени при больших скоростях потока, сб. «Газодинамика и физика горения», Изд-во АН СССР, 1959.
31. Summerfield M., Turbulent Flame in Gases, Jet Prop., 1956, 26, № 6, 485.

32. Кокушкин Н. В., Исследование структуры турбулентного факела, сб. «Третье всесоюзное совещание по теории горения», т. 1, Изд-во АН СССР, 1960.
33. Гольденберг С. А., К вопросу о горении в турбулентном потоке, Инженерно-технический журнал, 1958, № 1.
34. Вулис Л. А., Аэродинамическая теория струй и факела, Материалы III научно-технического совещания по теории и практике сжигания газа, 1965.
35. Иевлев В. Н., Спейшер В. А., Интенсификация горения в туннельных горелках, сб. «Исследование процессов горения», Изд-во АН СССР, 1958.
36. Спейшер В. А., Андреев В. И., Шимановский О. В., Горелка предварительного смешения большой мощности для сжигания низкокалорийных газов, «Газовая промышленность», 1960, № 7.
37. Андреев В. И., Влияние температуры на сгорание газозвушной смеси, сб. «Теория и практика сжигания газа», № 2, изд-во «Недра», 1964.
38. Holm J., Phil. Mag., 1932, 7.
39. Lewis B., Elbe G., Combustion, Flames and Explosions of Gases, N. J., 1951.
40. Стаскевич Н. Л., Справочное руководство по газоснабжению, Гостоптехиздат, 1960.
41. Кнорре Г. Ф., Топочные процессы, Госэнергиздат, 1959.
42. Спейшер В. А., Пределы устойчивости горения газа в туннельной горелке, Изв. АН СССР, ОТН, 1954, № 6.
43. Спейшер В. А., Предельные форсировки туннельных горелок, сб. «Теория и практика сжигания газа», № 1, Гостоптехиздат, 1958.
44. Спейшер В. А., Андреев В. И., Влияние подогрева газозвушных смесей на устойчивость зажигания, сб. «Исследования процессов горения», Изд-во АН СССР, 1958.
45. Спейшер В. А., Интенсификация процесса сжигания низкокалорийных газов, сб. «Теория и практика сжигания газа», № 2, изд-во «Недра», 1964.
46. Боголюбский В. С., Графас Н. И., Поташев Х. И. и др., Камера дожигания вредных примесей в отходящих газах, «Газовая промышленность», 1965, № 2.
47. Равич М. Б., Поверхностное беспламенное горение, Изд-во АН СССР, 1949.
48. Материалы фирмы «Оху-Франс».
49. Foulon A., Katalytische Verbrennung von Abgasen, Betrieb-Ökonom, 1965, 19, № 1.
50. Абрамов В. Н., Леонтьева Т. П., Фисак В. И., Горение метано-воздушных смесей с очень малым содержанием метана, Тезисы докладов на III совещании по теории и практике сжигания газа, изд-во «Энергия», 1965.
51. Ляховский Д. Н., Конвективный теплообмен между газом и взвешенными частицами, ЖТФ, 1940, 10, № 12.
52. Гольденберг С. А., Хитрин Л. Н., Тепловая теория зажигания газозвушных смесей и предельные явления, Изв. АН СССР, ОТН, 1957, № 3.
53. Володина Л. А., Андреев В. И., Влияние подогрева воздуха на процесс стабилизации пламени, сб. «Исследования процессов горения», Изд-во АН СССР, 1958.
54. Иссерлин А. С., Газовые горелки, Гостоптехиздат, 1963.
55. Равич М. Б., Спейшер В. А., Применение подогретого воздуха в горелках предварительного смешения, «Сталь», 1945, № 5.
56. Спейшер В. А., Повышение экономичности печей, работающих на газообразном топливе, «За экономию топлива», 1948, № 1.
57. Инжекционные горелки, Каталог-справочник института Стальпроект, Изд-во ГОСИНТИ, 1962.
58. Спейшер В. А., Андреев В. И., Сжигание газа в туннельных горелках, Изд-во АН СССР, 1956.
59. Майзельс П. Б., Вигдорчик Д. Я., Газогорелочные устройства, Изд-во литературы по строительству, 1964.
60. Арсеев А. В., Сжигание природного газа, Металлургиздат, 1963.
61. Арсеев А. В., Сжигание промышленных газов, Металлургиздат, 1952.
62. Кузнецов Л. А., Камеры сгорания стационарных газотурбинных установок, Машгиз, 1957.
63. Арсеева Н. В., Арсеев А. В., Исследование закономерностей строения горячей свободной струи низкокалорийного газа, «Газовое дело», 1966, № 1.
64. Шорин С. Н., Приселков А. Б., Турбулентное и молекулярное смешение в струйных потоках, сб. «Теория и практика сжигания газа», № 2, изд-во «Недра», 1964.
65. Абрамович Г. Н., Теория турбулентных струй, Физматгиз, 1960.
66. Семикин И. Д., Аверин С. И., Основные закономерности турбулентного газового факела, Известия вузов, Черная металлургия, 1962, № 4.
67. Аверин С. И., Семикин И. Д., Сжигание многокомпонентных газозвушных смесей в турбулентном потоке, Известия вузов, Черная металлургия, 1962, № 8.
68. Телегин А. С., Китаев Б. И., Влияние состава газов на длину горящего факела, сб. «Труды Уральского политехнического института», Металлургиздат, 1951.
69. Хоттел Г., Гаусорн В., Диффузия в пламени в ламинарном потоке, сб. «Вопросы горения», № 1, Изд-во иностр. лит., 1953.
70. Греков Д., Иордаке И., Гуцу Е., Устойчивость диффузионного пламени в газозвушных топливных струях, Rev. Roum. Sci. Techn.-Electrotechn. et Energ., 1965, 10, 2.
71. Греков Д., Иордаке И., Устойчивость пламени в газозвушных затопленных и спутных струях, Rev. Roum. Sci. Techn.-Electrotechn. et Energ., 1965, 10, 4.
72. Левченко П. В., Китаев Б. И., Основные закономерности газового факела, «Сталь», 1952, № 3.
73. Ермолаев О. Н., Исследование газового факела, сб. «Труды МИХМ», 1958, т. 16.

74. Cude A., Длина нефтяных и газовых пламен, Journ. of the Iron a. Steel Institute, 1953, 175, 304.

75. Авдеева А. А., Исследование условий эффективного сжигания газа, сб. «Теория и практика сжигания газа», № 2, изд-во «Недра», 1964.

76. Бескин С. Г., Исследование горелочных устройств для природного газа на газовых установках, сб. «Теория и практика сжигания газа», № 2, изд-во «Недра», 1964.

77. Захариков Н. А., Теплообменные процессы в стекловаренных печах, Гостехиздат УССР, Киев, 1962.

78. Невский А. С., Теплообмен излучением в металлургических печах и топках котлов, Металлургиздат, 1958.

79. Гержой И. П., Богатырев В. Н., Наладка работы газовых горелок котла ТП-80, «Теплоэнергетика», 1963, № 6.

80. Михеев В. П., Сжигание природного газа в промышленных установках, Гостоптехиздат, 1962.

81. Гурвич М. А., Тепловосприятие экранов в газовых топках паровых котлов, сб. «Теория и практика сжигания газа», № 2, изд-во «Недра», 1964.

82. Кавадеров А. В., Тепловая работа пламенных металлургических печей, Металлургиздат, 1956.

83. Адрианов В. Н., Шорин С. Н., Лучистый теплообмен в потоке излучающей среды, Изв. АН СССР, ОТН, 1958, № 5.

84. Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод), Госэнергоиздат, 1957.

85. Суринов Ю. А., О методе зонального расчета лучистого теплообмена в топочной камере, Изв. АН СССР, ОТН, 1953, № 7.

86. Шорин С. Н., Ермолаев О. Н., Характеристика горения и радиации турбулентного газового факела, «Теплоэнергетика», 1959, № 2.

87. Крук М. Т., Сравнительные данные испытаний котлов, сб. «Теория и практика сжигания газа», № 2, изд-во «Недра», 1964.

88. Нечаев М. А., Техника безопасности при транспортировке, распределении и использовании газового топлива, Гостоптехиздат, 1962.

89. Авдеева А. А., Анализ продуктов горения котельных установок методом газовой хроматографии, «Теплоэнергетика», 1959, № 8.

90. Внуков А. К., Дзедзик Р. П., Применение хроматографического анализа газов при исследованиях топочных устройств, «Электрические станции», 1961, № 5.

91. Поляцкин М. А., Шатиль А. А., Попова А. М., Применение хроматографического газанализатора ГСТ-Л для исследования камер сгорания ГТУ, «Энергомашиностроение», 1961, № 4.

92. Методика испытаний котельных агрегатов, изд-во «Энергия», 1964.

93. Авдеева А. А., Методы и контроль сжигания газа на электростанциях, изд-во «Энергия», 1965.

94. Авдеева А. А., Поляцкин М. А., О точности и чувствительности хроматографических методов определения химического недожога, «Электрические станции», 1965, № 11.

95. Егоров В. Е., Об основных элементах хроматографа для анализа продуктов горения, «Электрические станции», 1962, № 12.

96. Равич М. Б., Упрощенная методика теплотехнических расчетов, изд-во «Наука», 1966.

97. Гержой И. П., Землянский Г. И., Чудкаева Е. С., Опыт сжигания газа на электростанциях Мосэнерго, Изд-во ЦБТИ, 1958.

98. Землянский Г. И., Островский Я. М., Радомский Е. А., Модернизация котельных агрегатов, Госэнергоиздат, 1962.

99. Гержой И. П., Чудкаева Е. С., Опыт сжигания газа в котельных агрегатах, сб. «Использование газа в промышленности», Гостоптехиздат, 1961.

100. Иванов Ю. В., Основы расчета и проектирования газовых горелок, Гостоптехиздат, 1963.

101. Горбаненко А. Д., Карасина Э. С., Кропп Л. П., Минц М. С., Мякотина А. З., Исследование процессов горения и теплообмена в топке котла ТП-26, «Теплоэнергетика», 1962, № 7.

102. Христин В. А., Любчик Г. Н., Интенсификация диффузионного сжигания газа, «Энергетика и электротехническая промышленность», 1962, № 2.

103. Христин В. А., Любчик Г. Н., Исследование горячей струи в следе трехмерного стабилизатора, «Вестник Киевского политехнического института», 1964, № 1.

104. Драхман Д. Л., Опыт эксплуатации котлов на природном газе электростанций Азербайджанской энергосистемы, сб. «Опыт сжигания газа на электростанциях», изд. БТИ ОРГРЭС, 1962.

105. Боев А. Ф., Маров Н. Ф., Сравнение работы на газе комбинированных пылегазовых горелок с периферийной и центральной подачей газа, «Теплоэнергетика», 1958, № 2.

106. Ковалев А. П., Хзмалян Д. М., Аэродинамическая организация сжигания природного газа в тонких струях, сб. «Теория и практика сжигания газа», № 2, изд-во «Недра», 1964.

107. Авдеева А. А., Некоторые результаты испытаний котлов, работающих на газообразном топливе, «Теплоэнергетика», 1958, № 6.

108. Поляцкин М. А., Меньшиков В. П., Создание горелочных устройств котлов большой мощности, сб. «Теория и практика сжигания газа», № 2, изд-во «Недра», 1964.

109. Бычковский А. Л., Горбаненко А. Д., Испытания мощных газомазутных горелок котлов типа ПК-47, сб. «Энергетическое машиностроение», вып. 6, изд. ЦНИТИАМ, 1963.

110. Горбаненко А. Д., Цирульников Л. М., Чупров В. В., Результаты испытаний мощных горелок при сжигании газообразного топлива, сб. «Опыт

освоения газо-мазутных котлов», изд-во «Энергия», 1965.

111. Ахмедов Р. Б., Интегральные и локальные характеристики закрученного потока, «Газовая промышленность», 1965, № 12.

112. Ахмедов Р. Б., Способ предотвращения втягивания пламени внутрь газовой горелки, Авторское свидетельство № 155258 класс F, 23f; 24c; 10, Бюллетень изобретений и товарных знаков, № 12, 1963.

113. Боев А. Ф., Конструирование газовых и комбинированных горелок высокой производительности, Труды III совещания по теории и практике сжигания газа (в печати).

114. Артемьев В. П., Штейнер И. Н., Современные короткопламенные газомазутные горелки для котлов малой и средней производительности, Изд. НИИинформтяжмаш, 1965.

115. Сигал И. Я., Сжигание природного газа в котлах со слоевыми топками, сб. «Опыт сжигания газа на электростанциях», Изд. БТИ ОРГРЭС, 1962.

116. Столпнер Е. Б., Эстеркин Р. И., Наладка и эксплуатация систем газоснабжения, Гостехиздат, 1961.

117. Михеев В. П., Федоров В. Н., Подовые и щелевые горелки для природного газа, изд-во «Недра», 1965.

118. Шур И. А., Перевод отопительных котлов на газообразное топливо, Гостехиздат, 1963.

119. Эстеркин Р. И., Закономерности выгорания газа в щелевых газогорелочных устройствах, «Газовая промышленность», 1965, № 9.

120. Арсеев А. В., Арсеева Н. В., Промышленное опробование горелок с перемешиванием в форкамере, Сб. научных трудов ВНИИМТ, № 5, Металлургиздат, 1960.

121. Сигал И. Я., Исследование процесса сжигания природного газа в топках секционных котлов, сб. «Использование газа для целей отопления», изд. Львовского гос. университета, 1956.

122. Царик Д. Ф., Опыт сжигания природного газа, сб. «Перевод промышленных печей и котельных установок на природный газ», Харьковское областное изд-во, 1958.

123. Эстеркин Р. И., Опыт наладки котлоагрегатов на газообразном топливе, изд. Ленинградского дома научно-технической пропаганды, 1961.

124. Равич М. Б., Поверхностное беспламенное горение, изд. АН СССР, 1949.

125. Шорин С. Н., Теплопередача, Изд-во по строительству и архитектуре, 1952.

126. Шорин С. Н., Теплопередача в лучепоглощающей среде, Докторская диссертация, 1953.

127. Равич М. Б., Спейшер В. А., Лукомский С. М., Паровые котлы с беспламенным сжиганием газа, «Электрические станции», 1946, № 10.

128. Зобнин Б. Ф., Влияние способа подвода тепла к нагреваемым изделиям,

сб. «Промышленные печи», Металлургиздат, 1953.

129. Глинков М. А., Основы общей теории металлургических печей, Металлургиздат, 1962.

130. Schwank G., Rückschlagsichere Bunsenbrenner, Gas- u. Wasserfach, 1948, Bd 89, № 12.

131. Левин А. М., Брюханов О. Н., Вопросы устойчивости горения, сб. «Использование газа в народном хозяйстве», вып. 3, изд-во «Коммунист», Саратов, 1965.

132. Дребенцов В. Ф., Эффективность работы газовых радиационных горелок, «Газовая промышленность», 1964, № 11.

133. Левин А. М., Салиходжаев С., Газовые горелки инфракрасного излучения с металлическими сетками, «Газовая промышленность», 1964, № 2.

134. Захарова З. Л., Правоворов К. Н., Сжигание газа в жаротрубных котлах, сб. «Опыт сжигания газа на электростанциях», Изд. БТИ ОРГРЭС, 1962.

135. Сорока Б. С. и Еринов А. Е., Теплообмен в топочных камерах с плоскопламенными горелками (в печати).

135a. Soc. An. Heurtey, Brûleur à flamme étalée, Патент Франции № 1384015, кл. F, 23f, 23.XI.1964.

136. Иевлев В. Н., Закономерности горения в туннельных горелках, сб. «Теория и практика сжигания газа», № 1, Гостехиздат, 1958.

137. Нормаль машиностроения, МН 2932-61, Стандартгиз, 1962.

138. Бахшиян Ц. А., Трубчатые печи с излучающими стенами топки, ГОСИНТИ, 1960.

139. Алексеева М. В., Определение атмосферных загрязнений, Медгиз, 1963.

140. Равич М. Б., Спейшер В. А., Интенсификация технологических аппаратов, Изв. ЭНИН, 1944, № 12.

141. Лукьянчиков А. С., Погруженный газовый нагрев жидкостей и расплавов, изд-во «Техника», Киев, 1965.

142. Захарова З. Л., Рачинский А. В., Кузьмин П. А., Газовые контактные водонагреватели, изд-во «Недра», 1966.

143. Гонтовенко Н. П., Розенберг Ю. Г., Цукерман С. И., Применение природного газа при плавке чугуна в вагранке, Гостехиздат, УССР, Киев, 1960.

144. Барк С. Е., Долотов Г. П., Плавка чугуна на природном газе, «Газовая промышленность», 1965, № 2.

145. Спейшер В. А., Маевский П. Н. и др., Сжигание природного газа в крупнокалиберных горелках, «Электрические станции», 1950, № 7.

146. Корнеев В. Л., Хзмалян Д. М., К беспламенному сжиганию газов, «Промышленная энергетика», 1949, № 4.

147. Полякин М. А., Волосова Л. Л., Процесс смесеобразования в газогорелочных устройствах, сб. «Третье всеобщее совещание по теории горения», т. 2, Изд-во АН СССР, 1960.

148. Герасимов Ю. Я., Жолондовский О. И., Опыт использования от-

ходящих газов сажевого производства, Вестник технической информации, Госхимиздат, 1958, № 5.

149. Барк С. Е., Многосопловые инжекционные горелки со стабилизирующим конусом, «Газовая промышленность», 1965, № 3.

150. Михеев В. П., Медников Ю. П., Елин Е. Ф., Испытание плоской многосопловой инжекционной горелки, «Газовая промышленность», 1965, № 7.

151. Ахмедов Р. Б., Гидравлические споротивления горелочных устройств, «Энергомашиностроение», 1963, № 10.

152. Шандоров Г. С., Истечение из канала в неподвижную и движущуюся среду, ЖТФ, 1957, т. XXVII, № 1.

153. Сигал И. Я., Газогорелочные устройства, Гостехиздат УССР, 1961.

154. Ахмедов Р. Б., Развитие струй в поперечно движущемся закрученном потоке, Изв. АН УзССР, 1964, № 2.

155. Боев А. Ф., Анализ работы газогорелочных устройств котлов электростанций, сб. «Теория и практика сжигания газа», № 2, 1964.

156. Поляцкин М. А., Афросимова В. Н., Мухина И. П., Исследование смесеобразования и аэродинамики в моделях горелочных устройств при изотермических продувках, Сб. трудов ЦКТИ 1967, № 76.

157. Поляцкин М. А., Афросимова В. Н., Схема расчета газовойдающей части круглых горелок с периферийной и центральной подачей газа, Сб. трудов ЦКТИ 1967, № 76.

158. Поплавский А. Н., Методика расчета инжекционных газовых горелок, «Газовая промышленность», 1961, № 9.

159. Ионин А. А., Газоснабжение, Стройиздат, 1965.

160. Соколов Е. Я., Зингер Н. М., Струйные аппараты, Госэнергоиздат, 1960.

161. Гродский Я. С., Карминский В. Д., Сжигание природного газа в инжекционных горелках, «Газовая промышленность», 1959, № 1.

162. Еринов А. Е., Расчет инжекционных горелок для пропан-бутана, сб. «Труды Всесоюзной конференции по промышленным печам», Госэнергоиздат, 1958.

163. Раменская Е. С., Еринов А. Е., Исследование типовых горелок для природного газа, Сб. технической информации института Теплопроект, 1960, № 4.

164. Гусовский В. Л., Иванова Н. И., Лифшиц А. Е., Тымчак В. М., Инжекционные горелки Стальпроекта, «Газовая промышленность», 1964, № 11.

165. Спейшер В. А., Троицкая Ф. Б., Сжигание высококалорийных газов в горелках с инжекцией подогретого воздуха, «За экономию топлива», 1949, № 8.

166. Еринов А. Е., Выбор газовых горелок для промышленных печей, «Газовая промышленность», 1960, № 5.

167. Землянский Г. И., Островский Я. М., Радомский Е. А., Модернизация котельных агрегатов, Госэнергоиздат, 1962.

168. Теренкаль В. Р., Наладка и исследование работы топки котла ТП-70,

сб. «Теория и практика сжигания газа на электростанциях», Гостоптехиздат, 1959.

169. Кендысь П. Н., Результаты испытаний мощных котельных агрегатов на природном газе, сб. «Опыт сжигания газа на электростанциях», Изд. БТИ ОРГРЭС, 1962.

170. Богатырев В. Н., Гержой И. П., Наладка работы газовых горелок котла ТП-80, «Теплоэнергетика», 1963, № 6.

171. Гержой И. П., Сжигание газа на электростанциях Мосэнерго, сб. «Опыт освоения газо-мазутных котлов», изд-во «Энергия», 1965.

172. Внуков А. К., Дзедзик Р. П., Крук М. Т., Кофман Л. М., Кузнецов А. Я., Сжигание природного газа в пылеугольных топках, «Теплоэнергетика», 1961, № 2.

173. Биман В. М., Опыт конструирования и освоения прямоточных котлов для блоков 150, 200 и 300 Мвт, «Энергомашиностроение», 1964, № 5.

174. Синякевич Б. Г., Реконструкция газовых горелок котлов ТГМ-84, «Электрические станции», 1963, № 7.

175. Павлив Ю. В., Ботвинов В. П., Крылинский С. М., Дзедзик Р. П., Об исследовании топочного процесса котлов ТГМ-84, «Электрические станции», 1964, № 12.

176. Гетало Н. Н., Конструктивные особенности котлоагрегатов типов ТГМ-84 и ТГМ-94, сб. «Опыт освоения газо-мазутных котлов», изд-во «Энергия», 1965.

177. Касаткин И. Н., Справочное пособие для теплотехников, Госиздат БССР, Минск, 1963.

178. Эрлихман А. М., Некоторые особенности работы котлов на газовом топливе, сб. «Эффективное использование газового топлива», Куйбышевское книжное изд-во, 1962.

179. Бузников Е. Ф., Роддатис К. Ф., Спейшер В. А., Перевод котлов ДКВ и ДКВР на газообразное топливо, изд-во «Энергия», 1964.

180. Филиппов Н. Д., Паровые котлы малой мощности, котлы-утилизаторы и вспомогательное оборудование котельных, ГОСИНТИ, 1965.

181. Машилов Е. В., Автоматизация газо-мазутных котлов, сб. «Опыт освоения газо-мазутных котлов», изд-во «Энергия», 1965.

182. Агейкин Д. И., Магнитные газоанализаторы, Госэнергоиздат, 1963.

183. Кошарский Б. Д., Бек В. А., Безновская Т. Х., и др., Автоматические приборы и регуляторы, изд-во «Машиностроение», 1964.

184. Гончаров Ю. А., Опыт наладки магнитных кислородомеров типа МК-59 в схемах автоматического регулирования процесса горения котлоагрегатов, сб. «Наладочные и экспериментальные работы ОРГРЭС», вып. XXXI, изд-во «Энергия», 1964.

185. Внуков А. К., Некоторые вопросы исследований, проектирования и эксплуатации мазутных котлов, «Электрические станции», 1965, № 1.

186. Школьник А. М., Способ автоматического поддержания оптимальных избытков воздуха в каждой горелке газомазутного котла, «Энергомашиностроение», 1966, № 5.

187. Волков М. А., Коротеев Т. И., Эксплуатация котельных установок на га-

зообразном топливе, Изд-во литературы по строительству, 1965.

188. Агейкин Д. Н., Костина Е. Н., Кузнецова Н. Н., Датчики контроля и регулирования, Справочные материалы, изд-во «Машиностроение», 1965.



СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3	6-2. Требования к газовым горелкам	107
Часть первая		6-3. Анализ продуктов горения как база для выбора горелок	108
Теоретические основы сжигания газового топлива			
Глава первая. Горение газа как физико-химический процесс. Воспламенение газов	7	Глава седьмая. Горелки без предварительного смешения газа с воздухом	111
1-1. Краткая характеристика горения как химического процесса	7	Глава восьмая. Горелки с частичным предварительным смешением газа и воздуха	121
1-2. Самовоспламенение газов	11	8-1. Горелки с укороченным смесителем	121
1-3. Вынужденное зажигание	15	8-2. Горелки атмосферного типа	143
1-4. Условия возникновения и протекания процесса горения	19	Глава девятая. Горелки предварительного смешения	148
1-5. Пределы воспламенения	20	Глава десятая. Расчет газовых горелок	181
Глава вторая. Распространение пламени в неподвижной среде и в ламинарном потоке	24	10-1. Расчет пропускной способности горелок	181
Глава третья. Распространение пламени в турбулентном потоке	37	10-2. Расчет горелок с многоструйной подачей газа вносящий поток воздуха	183
Глава четвертая. Устойчивость горения	51	10-3. Расчет инжекции	195
Глава пятая. Диффузионное горение	69	10-4. Выбор давления газа перед инжекционными горелками однопроводного типа	203
5-1. Сущность диффузионного горения	69	10-5. Расчет инжекционных горелок, работающих на подогретых газе и воздухе	206
5-2. Длина диффузионного факела	74	Глава одиннадцатая. Сжигание газа в топках паровых котлов	209
5-3. Теплообменные характеристики факелов	96	11-1. Котлы большой мощности	209
Часть вторая		11-2. Котлы малой и средней мощности	220
Сжигание газа в топках паровых котлов		11-3. Автоматическое регулирование паровых котлов, работающих на газовом топливе	232
Глава шестая. Методы сжигания газа и классификация газовых горелок	106	Заключение	243
6-1. Классификация методов сжигания газа	106	Приложения	243
		Литература	245

В. А. Спейшер
СЖИГАНИЕ ГАЗА НА ЭЛЕКТРОСТАНЦИЯХ
И В ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Редактор **В. В. Мурзаков**
Художественный редактор **Д. И. Чернышев**
Техн. редактор **Н. С. Мазурова**
Корректор **Е. В. Кузнецова**

Сдано в набор 31/X 1966 г. Подписано к печ. 6/II 1967 г.
Т-01748 Формат 70×108¹/₁₆ Бумага типографская № 1
Усл. печ. л. 22,05 Уч.-изд. л. 23,84
Тираж 8 000 экз. Цена 1 р. 44 к. Зак. 2690

Издательство «Энергия». Москва, Ж-114,
Шлюзовая наб., 10.

Московская типография № 10 Главполиграфпрома
Комитета по печати при Совете Министров СССР.
Шлюзовая наб., 10.

ОПЕЧАТКИ

Страница	Столбец, строка	Напечатано	Должно быть
3	левый, 20 снизу	восточная	Восточная
18	правый, формула (1-18)	$T_{\kappa}^{\text{гр}}$	$T_{\kappa}^{\text{гр}} =$
37	левый, 12 сверху	перетрубки	трубки
43	правый, 6 сверху	$l\omega'$	l/ω'
64	правый, формула (4-2)	$\sqrt{\frac{2q}{\lambda} \int_{T_{\xi}}^{T_r} W(C, T) dT}$	$\sqrt{\frac{2q}{\lambda} \int_{T_{\xi}}^{T_r} W(C, T) dT}$
112	правый, 13 снизу	силового	силалового