

ИЗДАТЕЛЬСТВО ЦЕНТРАЛЬНОГО КОМИТЕТА ЗАЩИТЫ ПЕЧАТИ

проф. Д. В. НАГОРСКИЙ

ОБЩАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЕЧЕЙ

А К А Д Е М И Я Н А У К С С С Р

ИНСТИТУТ ГОРЮЧИХ ИСКОПАЕМЫХ

1941а
460

ЕВ_1941_ОГО_293

Проф. Д. В. НАГОРСКИЙ

ОБЩАЯ МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПЕЧЕЙ

С ПРЕДИСЛОВИЕМ
АКАД. Н. П. ЧИЖЕВСКОГО

7593



ИЗДАТЕЛЬСТВО АКАДЕМИИ НАУК СССР
МОСКВА 1941 ЛЕНИНГРАД

*Ответственный редактор
академик Н. П. ЧИЖЕВСКИЙ*

ПРЕДИСЛОВИЕ

Книга проф. Д. В. Нагорского дает общие приемы расчета промышленных печей — то, что должно быть проведено в печных расчетах независимо от технологического применения той или другой печной системы. Совокупность этих приемов и научных оснований к ним и составляет „общую методику расчета печей“, в отличие от „частных методик“, представляющих собой приложение в отдельных специальных случаях технологических норм, выработанных практикой.

Общая методика, разработанная проф. Д. В. Нагорским, вытекает из критического рассмотрения и сводки существующих литературных данных, а также из экспериментальных работ автора. Основным стержнем этой методики служит сбалаंसирование сопротивлений в печной системе с располагаемыми напорами; все отделы расчетов связываются с этим стержнем.

В качестве общей методики расчета печей до последнего времени пользовались „Гидравлической теорией пламенных печей“ проф. В. Е. Грум-Гржимайло. Ошибочность некоторых основных положений этой теории сделала актуально необходимым заново пересмотреть вопросы общих расчетов печей на более строгом научном основании, что и сделано проф. Д. В. Нагорским.

Следует отметить различие в установке „Гидравлической теории“ проф. В. Е. Грум-Гржимайло и „Общей методики“ проф. Д. В. Нагорского: проф. Грум-Гржимайло считал свою теорию законченной, тогда как проф. Нагорский рассматривает вопрос с точки зрения развития, намечая пути этого развития в дальнейшем.

Книга предназначена для инженеров и техников, работающих в проектных организациях, а также как пособие для студентов соответствующих вузов.

4 октября 1940 г.

Акад. Н. П. ЧИЖЕВСКИЙ

ПРЕДИСЛОВИЕ АВТОРА

Предлагаемый труд имеет некоторую давность. Начало ему было положено около 10 лет назад. В то время среди наших специалистов по расчету и проектированию печей почти безраздельно господствовала „гидравлическая теория“ проф. В. Е. Грум-Гржимайло. Но уже тогда автору настоящей работы было ясно, что в основу общего расчета печей должны быть положены не гидравлические принципы открытого потока или открытого бассейна („Пламенный поток есть обращенная река“), а гидравлическое сбалансирование сопротивлений и располагаемого напора. Это положение автор проводил в лекциях в бывшей Московской Горной академии, позднее в Московском институте стали им. Сталина, в Московском Химико-технологическом институте им. Менделеева и в Московском Торфяном институте.

Работа представляет сокращенную диссертацию автора под тем же наименованием. В порядке сокращения выкинуты некоторые таблицы; очень сильно сокращена экспериментальная часть (выкинута вся экспериментальная документация, оставлены только цифры, необходимые для выводов).

Автор считает долгом выразить свою благодарность Институту горючих ископаемых Академии Наук СССР, давшему возможность поставить экспериментальную работу, дирекции Магнитогорского металлургического комбината, ассигновавшей значительные средства на сооружение опытной огневой установки в шесть вертикалов коксовой печи в натуральную величину и на проведение исследовательской работы на этой установке. Автор также выражает благодарность своему ближайшему помощнику в проведении экспериментальных работ, научному сотруднику инж. Валентину Ивановичу Дурынину, много потрудившемуся в получении богатого цифрового материала при наблюдениях.

1 февраля 1940 г.

Проф. Д. В. НАГОРСКИЙ

ЧАСТЬ ПЕРВАЯ

ВВЕДЕНИЕ

Четверть века назад один из талантливейших представителей русской технической мысли, покойный проф. В. Е. Грум-Гржимайло писал (1932, ч. I, стр. VII—VIII): „Искусство строить и управлять печами умерло как искусство, — оно обратилось в науку... Теперь для того, чтобы сделаться специалистом этого дела, нужно всего несколько недель“.

Оптимистическая уверенность Грум-Гржимайло основывалась на разработанной им „гидравлической теории“ пламенных печей. Исходя из совершенно правильной мысли, что движения печных газов подчиняются законам гидравлики, он считал, что правильно рассчитывать печь и управлять печью можно только на основании гидравлики движения газов в печи. По аналогии соотношения между водой и воздухом, он сделал главным тезисом своей теории положения (1932, ч. II, стр. 75):

„1. Движение пламени в печах подчиняется законам движения легкой жидкости в тяжелой (пламени в наружном воздухе)“.

„4. Пламенный поток есть обращенная река“.

Из этих основных положений вытекали следствия, покоящиеся на элементарных гидравлических соображениях.

Блестяще изложенная автором „гидравлическая теория“ ряд лет господствовала среди русских металлургов и печников и получила широкую известность и за границей.

Но оптимистическая уверенность создателя этой теории, что последняя разрешает вопрос о расчете печей и управлении ими и что, следуя ей, можно сделаться специалистом-печником в несколько недель, не оправдалась. Печи, рассчитанные по „гидравлической теории“, не всегда удавались. Уже несколько лет назад стали появляться серьезные возражения против нее, и один из критиков, В. А. Конопасевич (1930), даже утверждает, что с появлением теории Грум-Гржимайло „искусство“ строить печи не только не умерло и не превратилось в „науку“, но и сам Грум-Гржимайло как конструктор является представителем этого искусства.

За время существования „гидравлической теории“ ряд авторов выступал с критикой ее, и среди них были очень авторитетные специалисты. Наиболее сильные и ожесточенные нападки были со стороны Н. Н. Доброхотова (1927). В последнее время с большими критическими замечаниями против теории Грум-Гржимайло выступил В. А. Куроедов (1937). Замечания Куроедова имеют отчасти характер некоторой сводки; автор приходит к заключению, что основные теоретические положения гидравлической теории печей в отношении механики печных газов, теплопередачи и теории горения ошибочны настолько, что, по мнению автора, даже недопустимо преподавание курсов печей, основанных на „гидравлической теории печей“.

Куроедов и другие критики ставят в вину Грум-Гржимайло то,

что на его „гидравлической теории“ мало отразился довольно богатый опыт других исследователей у нас и особенно за границей и что в его утверждениях много произвольного и противоречащего действительности. Куроедов говорит далее, что многие утверждения современных „последователей“ „гидравлической теории“ вытекают не из основных положений теории, созданной Грум-Гржимайло, а из работ других исследователей, и ничего общего с этой теорией не имеют, что, объявляя себя последователями этой теории, они лишь сохраняют некоторого рода „фирму“.

В виду огромного места, которое занимала до самого последнего времени в русской технической мысли „гидравлическая теория“ пламенных печей, необходимо несколько подробнее рассмотреть положения ее.

Этому рассмотрению следует предпослать небольшое замечание. Теория носит название „гидравлической“. Но книга, посвященная изложению этой теории — „Пламенные печи“, содержит не только изложение некоторых положений гидравлики в применении к печам, но трактует также и вопросы горения и теплопередачи, и критики „гидравлической теории“ посвящают очень много внимания именно вопросам горения и теплопередачи.

Мы коснемся только тех положений, которые сам автор называет „основными положениями гидравлической теории“ и которые сформулированы в виде 24 тезисов. Приводим эти тезисы, сопровождая их нашими замечаниями.

„1. Движение пламени в печах подчиняется законам движения легкой жидкости в тяжелой (пламени в наружном воздухе)“.

Эту краткую формулировку следовало бы уточнить, указав на то, что в данном случае легкая и тяжелая жидкости (слой более горячего пламени и слой более холодных газов) не являются несмешивающимися, подобно воде и воздуху, а смешиваются и взаимно влияют на удельный вес благодаря теплопередаче. Далеко не всегда поток пламени уподобляется реке, в большинстве случаев он подобен движению воды по трубам или по замкнутым пространствам.

„2. В незамкнутой полости, заполненной теплым легким газом, давление у нижней поверхности нижнего зеркала равно давлению атмосферы. В остальной полости давление выше атмосферного. Газ испытывает обращенное гидростатическое давление, измеряемое высотой столба газа, умноженной на разность веса кубической единицы наружного воздуха и теплого легкого газа.“

Имеем:¹ вес 1 м³ наружного воздуха равен $\frac{1.293}{1 + at}$, где t — температура наружного воздуха, H_m — расстояние от нижнего зеркала до пункта, где измеряется гидростатическое давление; $\frac{\lambda}{1 + at}$ — вес 1 м³ теплого легкого газа при температуре t .

Гидростатическое давление $\delta = H \left(\frac{1.293}{1 + at} - \frac{\lambda}{1 + at_1} \right)$ кг/м² или мм вод. ст.“.

Под „незамкнутой полостью“ здесь подразумевается пространство, сообщающееся с наружным воздухом только внизу и не сообщающееся вверх. В этом случае давление на уровне отверстия равно атмосферному (т. е. манометрическое давление равно нулю); выше отверстия давление будет из полости наружу.

¹ При изложении „гидравлической теории“ приводим те условные обозначения, которыми пользуется В. Е. Грум-Гржимайло.

Если „незамкнутая полость“ имеет сообщение с атмосферой только вверху и не имеет сообщения внизу, то на уровне верхнего отверстия давление будет равно атмосферному, т. е. по манометру равно нулю, а ниже—меньше атмосферного, т. е. манометрическое давление или напор будет снаружи внутрь.

Наконец, если сообщение с наружным воздухом имеется на некоторой высоте (выше пода и ниже свода полости), то на уровне отверстия давление полости будет равно атмосферному, выше его—напор („гидростатическое давление“) будет из полости наружу, ниже—наоборот. Абсолютная величина как положительного, так и отрицательного напора, в килограммах на 1 м^2 или, что то же, в миллиметрах водяного столба, определяется приведенной формулой, причем H —расстояние данного уровня от отверстия в метрах.

„3. Всякое движение всякой жидкости есть результат расхода напора.

Скорость движения жидкости определяется по формуле $v = \sqrt{2gh}$, поэтому движение струи теплого легкого газа или пламени есть результат расхода напора или высоты столба этого газа, и скорость движения определяется той же формулой.

Например, при гидростатическом давлении газа, равном δ , напор будет равен:

$$\delta : \frac{\lambda}{1 + \alpha t} = h,$$

скорость истечения будет:

$$v = \sqrt{2gh} = \sqrt{2g \frac{\delta(1 + \alpha t)}{\lambda}}.$$

„4. Пламенный поток есть обращенная река“.

И для этого тезиса надо сделать то же замечание, как и для тезиса 1. Данное положение было бы совершенно верно, если бы пламя и подстилающие его газы не смешивались благодаря завихрениям, если бы поток всегда был ламинарным, чего в печах почти никогда не бывает, и если бы пламя или продукты горения не заполняли всего пространства, по которому они движутся.

Сравнение пламени с обращенной рекой есть лишь аналогия, но никоим образом не подобие, и потому из этого сравнения нельзя выводить математических следствий, как из подобия.

„5. Глубина газослива определяется по формуле И. Г. Есьмана:

$$h_t = A \sqrt[3]{\frac{Q_t^2}{B^3 t}},$$

где: Q —расход газа при температуре t в секунду;

B —ширина газослива;

t —температура газа;

A —коэффициент, определяется из нижеприведенной таблицы, где

h_t —высота газослива;

E —длина газослива (в данном случае—свода печи)“.

h_t	0.30					0.40				
E	0.50	1.00	2.00	5.00	∞	0.50	1.00	2.00	5.00	∞
A	3.20	3.41	3.52	3.62	3.67	3.07	3.34	3.51	3.61	3.69

h_t	0.50					0.60				
E	0.50	1.00	2.00	5.00	∞	0.50	1.00	2.00	5.00	∞
A	2.95	3.27	3.48	3.53	3.69	2.75	3.20	3.45	3.59	3.63
h_t	0.75					1.00				
E	0.50	1.00	2.00	5.00	∞	0.50	1.00	2.00	5.00	∞
A	2.71	3.06	3.36	3.56	3.69	2.43	2.95	3.28	3.52	3.70

К тезису 5 имеют отношение наши замечания, сделанные к тезисам 1 и 4. По существу же формулу Есьмана мы считаем неправильной (Нагорский, 1931, стр. 110—111) и разберем ее ниже.

„6. Для скорости газовой реки имеем формулу:

$$v = \sqrt{\frac{h_t}{A^3}} \text{ м/сек.}$$

Скорость газослива так велика, что чисто газосливные печи применяются редко. Обычно печи работают с подпруженным газосливом“.

Формула скорости газослива тесно связана с формулой глубины газослива, которую мы считаем неправильной; неправильной мы считаем и формулу скорости.

Формула Есьмана применима только там, где горячие газы действительно подстилаются холодным воздухом, например при выбрасывании пламени из печи через окно.

„7. Газовые фонтаны рассчитываются по формуле:

$$H = 0.7 \frac{v^2 \sin^2 \alpha}{2g} \times \frac{273 + t_n}{t_d - t_n}.$$

v — скорость струи;

α — уклон струи к горизонту;

g — ускорение силы тяжести;

t_n — температура неподвижной среды;

t_d — температура движущейся струи фонтана.

При $\alpha = 90^\circ$; $\sin \alpha = 1$ получим:

$$H = 0.7 \frac{v^2}{2g} \times \frac{273 + t_n}{t_d - t_n}.$$

Настоящая формула не имеет практического значения; выражение без числового коэффициента 0.7 дает теоретическую высоту, если бы фонтан и окружающая газовая среда не смешивались, если бы не было завихрений. Коэффициент 0.7, как бы вводящий практическую поправку, произволен и не спасает формулы для практического применения при расчетах.

„8. Правила деления потоков.

Стынувший горячий поток делится равномерно на нисходящие струи.

Нагревающийся холодный поток делится равномерно на восходящие струи.

Печи, в которых пламя стынет, должны работать с обращенной тягой. Только так устроенные печи способны равномерно нагревать погруженные в них предметы. Поэтому в воздухонагревателях нагревающие их дымовые газы должны быть направлены сверху вниз, а нагревающийся воздух — снизу вверх“.

На этом тезисе следует остановиться несколько подробнее. Еще в 60-х годах прошлого столетия Связевым было установлено, что в печах для отопления помещений опускающийся дым можно пускать по нескольким параллельным каналам, восходящий же — обязательно по одному. При движении горячего дыма параллельными путями сверху вниз происходит автоматическое выравнивание температур: если в каком-либо канале температура почему-либо оказалась бы более высокой, то в этом канале было бы больше сопротивления движению дыма, приток его был бы меньше, а следовательно, благодаря меньшему притоку тепла, и температура выравнивается до одного уровня с соседними каналами. Если же по параллельным каналам шел бы восходящий горячий дым, то положение было бы обратное: чем выше температура в канале, тем с большей скоростью будет подниматься по нему дым, тем больше будет приток тепла. Таким образом, в восходящих параллельных каналах равномерности обогрева не будет.

Это положение Связева нашло себе прочное место в курсах отопления¹ и перешло также в гидравлическую теорию. Оно приложимо не только к каналам, но и к движению газов по насадкам (регенераторы, загрузка кирпича сырца в кирпичеобжигательных печах, сушила и др.) и даже по свободному пространству: если в пламенном пространстве пламя движется сверху вниз и уходит из него через отверстие в нижней части, в подду, то температура пламенного пространства на разных высотах автоматически выравнивается.

Следует отметить, что это положение не является безусловным. Объем проходящего дыма зависит не только от гидростатического давления в данном параллельном канале, но и от тех сопротивлений (например, сужений), непосредственно связанных с каналом, через которые дыму приходится пройти. Если эти сопротивления значительны, то они в большей степени влияют на объем проходящего дыма, чем гидростатическое давление, поэтому и при прохождении горячего дыма через параллельные каналы снизу вверх можно достигнуть равномерности обогрева, вводя в каждый канал значительные сопротивления (как это имеет место, например, в обогревательных каналах — „вертикалах“ — коксовых печей). Это выравнивание не будет математически точным, но практически будет достаточным.

„9. Отработавшие печные газы должны направляться кратчайшим путем в дымовую трубу. Под должен быть правильно канализован. Должно избегать мешков холодных газов на подду“.

Канализованным подом Грум-Гржимайло называет под, имеющий ряд отверстий, через которые отработанный охлажденный дым уходит в дымовой боров; благодаря этому к поду постоянно притекают горячие газы, и под хорошо обогревается. Это особенно полезно в так называемых методических печах — длинных печах, в которых в одном направлении двигается пламя и в противоположном — предназначенные дляковки или прокатки слитки, передвигаемые на некотором возвышении над подом (на охлажденных водой трубах); если бы с пода, из-под слитков, газы не убирались, то под слитком образовался бы застойный слой охлажденных газов, и скорость и равномерность обогрева слитков пострадали бы. Поэтому необходимо, чтобы из-под слитков охлажденный дым убирался в дымовой боров, чтобы под был „канализован“. При этом в длинных методических печах такое удаление холодного дыма с пода полезно сделать в не-

¹ Например, в курсе отопления проф. Лукашевича в 80-х годах минувшего столетия; позднее в курсе отопления проф. Павловского; после Великой Октябрьской революции — в курсе отопления и вентиляции проф. Чаплина и др.

скольких местах в пролеты, расположенные на разном удалении от конца печи („автономные пода“).

„10. Мешок горячих газов рекомендуется делать только в тех случаях, когда требуется устройство сожигательной камеры“.

„Мешком горячих газов“ называется участок под сводом, где пламя задерживается на некоторое время. Вследствие задержки и смещения в таком участке значительно продвигается (завершается) реакция горения. Для образования такого мешка служит возвышение свода в данном месте или отграничение его от соседних участков перегородкой, спускающейся от свода и не доходящей до пода.

В участке печи с такими „мешками“ температура бывает значительно выше, чем в соседних участках. И это происходит не только потому, что здесь идут реакции горения до конца и что мешок горячих газов служит, по терминологии Грум-Гржимайло, „сожигательной камерой“; огромное значение для теплопередачи при высоких температурах и, следовательно, для нагревания загрузки печи имеет лучеиспускание, и не только лучеиспускание поверхностей, но и лучеиспускание газов, которое будет тем сильнее, чем толще слой пламени под нагреваемыми предметами.

„11. Подсводовое пространство есть идеальная сожигательная камера; в интересах правильности протекания реакции горения-правильности и равномерности нагрева предметов, расположенных на поду, рекомендуется делать печи с высоким сводом“.

Относительно высоких сводов нет согласного мнения; некоторые даже думают, что печи большого объема с высокими сводами будут работать хуже, чем с низкими сводами (Куроедов, 1937, стр. 33—35).

Истина находится в середине. Слишком низкие своды способствуют недостаточному и неравномерному обогреву—при тонком слое пламени лучеиспускание его невелико, и температура плохо выравнивается. С увеличением толщины слоя пламени лучеиспускание его увеличивается, но увеличивается не пропорционально толщине слоя; с увеличением толщины приращение лучеиспускания делается все меньше, так что после достижения некоторой высоты свода дальнейшее увеличение делается уже бесполезным. К этому присоединяется еще то обстоятельство, что с увеличением высоты свода увеличивается внешняя теплоотдающая поверхность печи, и внешние теплопотери увеличиваются. Все это лимитирует высоту свода до некоторого оптимума. Но бесспорно, что слишком низкие своды вредны—это подтверждается всей историей пламенных печей: и в прежних отражательных печах, и в первых мартеновских печах старались прижать пламя к поду, потом от этого отказались. Это выразилось в правиле Сименса—давать пламени свободное развитие („freie Flammenentfaltung“).

„12. Чтобы нагревание слитков в методических печах шло быстро, надо располагать слитки на трубах и под ними устраивать донный поток холодных печных газов.“

В печах, где нет шлака, полезно снимать остывшие газы с пода многими вертикальными отверстиями“.

„13. Садочные окна, покрытые заслонками, дают ореол печных газов у верхнего края. Дабы уменьшить вред заслонок, давление в печи надо держать атмосферное.“

Таким образом, механизм работы печи таков: топка накачивает топочные газы в рабочее пространство, дымовая труба удаляет печные газы из рабочего пространства.

Высота дымовой трубы должна быть достаточна, чтобы «протащить» дым через регенераторы, рекуператоры и борова».

„14. Все окна печи должны быть расположены на одной высоте; иначе одно окно будет дымовой трубой нижележащего окна“.

„15. Окна надо делать по возможности ниже“.

„16. Некоторые печи и приборы, вошедшие в общее употребление, не могут иметь правильной конструкции. Например: уравниватели температуры дутья, кольцевые печи для обжига извести и кирпича (камерные печи для того же назначения должны иметь перекрещивающиеся каналы)“.

Последний тезис логически вытекает из положения о движении горячего газа (пламени и дыма) в холодном и наоборот. Например, в кольцевой кирпичеобжигательной Гофманской печи, согласно теории Грум-Гржимайло, пламя от места сжигания должно течь под сводом, оставляя под собой слой холодных газов, а холодный воздух подходить к месту горения по низу, оставляя над собой слой горячих газов. Если бы газы распределялись только по своему удельному весу, то разница в нагревании и обжиге верхних и нижних рядов кирпича была бы очень большая.

На самом деле эта разница сильно уменьшается сопротивлениями, испытываемыми газами при продвижении среди загруженного кирпича. Это выравнивание будет тем больше, чем больше сопротивление при проходе газов.

„17. Свод печей должен быть устроен сообразно своему назначению: в печах, в которых желательно сосредоточить высокую температуру в головной части печи, нужно иметь понурый свод; в печах, где желательно иметь во всей печи равномерную температуру, свод нужно делать восстающий“.

Этот тезис относится к печам со сравнительно длинным сводом. Если свод в головной части, т. е. обращенной к топке, выше, чем в противоположном конце, то такой свод будет „понурый“ и около головной части образуется „мешок горячих газов“, способствующий более интенсивному нагреванию. „Восстающим“ свод называется тогда, когда он идет, возвышаясь от головной части. В такой печи „пламенная река“ идет под сводом относительно ровным слоем по всей длине.

„18. Если желательно иметь в передней части высокую температуру, в задней же только подогревать материал, то рабочее пространство полезно разделить занавеской или перевальной стенкой на две части. Высота пролета под занавеской или газосливом рассчитывается по формуле И. Г. Есьмана“.

По существу это положение правильно, но рациональнее в таких случаях делать в передней части, где температура газов высокая и теплопередача лучеиспусканием очень интенсивная, высокий свод, а дальше для усиления теплопередачи конвекцией делать свод более низкий, что имеет место, например, в американских нагревательных печах.

„19. Дымовые борова рассчитываются как газосливы, площадка коих равна бесконечности. Так же рассчитываются газопроводы“.

Разбор формулы Есьмана помещается ниже. Мы считаем единственно правильным рассчитывать борова и газопроводы по сопротивлениям.

„20. Для осадки пыли газ из газопровода надо отводить сверху и увеличивать сечение газопровода, тогда на дне его искусственно получается мешок холодных газов, который при пуске

представляет большие опасности от взрывов. Для предупреждения взрыва в борове должны быть устроены специальные устройства“.

„21. Если из газопровода газ распределяется по различным устройствам на различных высотах, то при остановке дутья в доменную печь или остановке газогенератора возможно засасывание воздуха в нижнюю горелку и получение взрывчатой смеси в газопроводе. Чем ближе к домне и выше над уровнем пода будет сделано ответвление, тем безопаснее устройство“.

„22. Выдавливание холодного воздуха теплым газом сверху вниз и теплого газа холодным воздухом снизу вверх может быть допущено как безопасное. Недопустимо выдавливание в обратном направлении“.

„23. Взрывчатая смесь в газопроводе совершенно безопасна при сжигании ее под большим давлением, порождающим скорость струи в горелке, большую скорости горения взрывчатой смеси“.

Тезисы 20—23 трактуют условия устройства безопасных газопроводов и являются применением гидравлической концепции Грум-Гржимайло.

„24. Слитие отдельных струй дымовых газов должно производиться под острыми углами по пути друг к другу. Правильное слияние достигается в том случае, если струи встречаются под прямыми углами, но боковые струи открываются в общий боров при помощи газосливов, зеркало коих совпадает с подом общего борова, а свод с зеркалом газовой реки“.

Первая фраза этого тезиса дает слишком упрощенную трактовку; вообще пути газов должны быть направлены так, чтобы получались возможно меньшие сопротивления при прохождении их. При слиянии боровов под косым углом сопротивление будет меньше, чем при слиянии под прямым углом. Влияние угла сказывается тем больше, чем больше скорость движения газов. Там, где скорость незначительна, влияние угла слияния в общей сумме сопротивлений в данной печной системе также очень невелико. Поэтому, например, в трубопроводах у каупера не следует допускать прямоугольных слияний и вообще прямых незакругленных углов; в коксовых же печах, имеющих сборный дымовой боров очень большого сечения, требовать слияния с ним боровков отдельных печей под острым углом излишне.

Применение газослива к слиянию под прямым углом сопротивления не уменьшит.

Под основное представление, что движение пламени и дыма есть движение легкой жидкости в тяжелой, подведен математический фундамент Есьманом, применившим положения гидравлики при рассмотрении работы печей к таким явлениям, как газосливы, газовые фонтаны, равномерное и неравномерное движения газового потока и т. п.

Теоретические рассуждения Есьмана не получили, к сожалению, достаточной практической обработки, не приведены в вид, удобный для практического пользования при расчетах печей. Так, например, весьма важная сторона в расчете — местные сопротивления — чрезвычайно мало в ней затронута, а они составляют в большинстве случаев преобладающую часть в общей сумме расходования располагаемых напоров всей системы печи.

Основная концепция гидравлической теории — „движение пламени должно рассматриваться как движение легкой жидкости в тяжелой“ — привлекает максимум внимания к пламенному пространству

печи, отодвигая на второй план другие части печной системы. Наибольшее использование при расчетах рабочего пространства печи — для определения высоты свода пламенного пространства, бортов, окон и т. п. — получила формула газослива Есьмана:

$$h = A \sqrt[3]{\frac{Q_2^2}{B^2 t}},$$

где h — высота порога газослива (или свода печи) над подом;
 A — коэффициент, включающий в себя ряд постоянных величин;
 Q — объем протекающего газа, в м³/сек; B — ширина газослива, в м;
 t — температура пламени или газов, в °С.

Ближайшее рассмотрение этой формулы, применение которой в расчетах по гидравлической теории весьма широко, наводит на сомнения. В этом своем виде формула предполагает, что пламенный газослив имеет под собой газы с температурой в 0°, чего в действительности в печи не бывает. Эта формула вытекает из рассмотрения скорости и объема протекающего газа в газосливе.

Следуя Есьману, примем в газосливе (рис. 1) следующие обозначения:

H — высота напора пламени или горячего газа перед газосливом, в м;

h — толщина слоя газослива, в м;

Δ — вес 1 м³ пламени или горячего газа, в кг;

T — абсолютная температура пламени или горячего газа;

t — температура пламени или горячего газа, в °С;

Δ_i — вес 1 м³ холодных газов, подстилающих газослив, в кг;

T_i — абсолютная температура их;

t_i — температура их в °С.

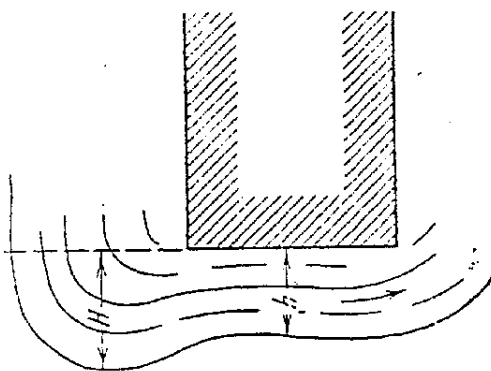


Рис. 1. Газослив (легкий газ в тяжелом):

h — глубина газослива.

$$\lambda = \frac{\Delta_i}{\Delta} = \frac{T}{T_i} = \frac{273 + t}{273 + t_i}.$$

Приводим вывод этой формулы, следуя Есьману (Грум-Гржимайло, 1932, I—II, стр. 86—87).

На основании законов гидравлики имеем следующее выражение скорости в газосливе:

$$v = \sqrt{2g(H-h)(\lambda-1)}. \quad (1)$$

Обозначая ширину газослива (например, ширину печи, дымового бора, порога и т. п.) буквой B , имеем выражение для секундного объема Q протекающего по газосливу пламени, дыма или вообще легких газов:

$$Q = Bh \sqrt{2g(H-h)(\lambda-1)}. \quad (2)$$

Исходя из принимаемого в гидравлике положения, что высота водослива (или глубина газослива) соответствует максимальному расходу Q , определяем максимум, дифференцируя Q по h и приравнявая нулю:

$$\frac{dQ}{dh} = \left[\sqrt{H-h} - \frac{h}{2\sqrt{H-h}} \right] \times B \sqrt{2g(\lambda-1)} = 0. \quad (3)$$

Решая это уравнение относительно H , имеем:

$$H = \frac{3}{2}h \text{ и } h = \frac{2}{3}H.$$

Делая соответствующие подстановки в уравнении (2) и вводя практический коэффициент μ , имеем:

$$Q = \mu B h \sqrt{2g} \sqrt{[3/2 h - h] (\lambda - 1)} = \mu \sqrt{2g} \cdot \sqrt{1/2} \cdot B h \sqrt{h (\lambda - 1)}.$$

Собирая произведение постоянных величин $\mu \sqrt{2g} \cdot \sqrt{1/2}$ в коэффициент M , имеем:

$$Q = M B \sqrt{h^3 (\lambda - 1)}.$$

Откуда:

$$h = \sqrt[3]{\frac{Q^2}{M^2 B^2 (\lambda - 1)}}$$

или, обозначая $\sqrt[3]{\frac{1}{M^2}}$ через a ,

$$h = a \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2}{B^2 (\lambda - 1)}}. \quad (4)$$

Подставляя вместо λ , выражающей отношение плотностей, соответствующее отношение температур (обозначения см. стр. 13) и делая небольшие преобразования, имеем:

$$h = a \sqrt[3]{\frac{Q^2 (273 + t_i)}{B^2 (t - t_i)}}. \quad (4')$$

Частным случаем будет, когда холодный слой газа с температурой $t_i = 0^\circ$ является подстилающим горячий поток:

$$h = a \sqrt[3]{\frac{Q^2 \cdot 273}{B^2 t}}.$$

Обозначая $a \sqrt[3]{273}$ через A , имеем

$$h = A \sqrt[3]{\frac{Q^2}{B^2 t}}. \quad (5)$$

Эта формула, или формула Есьмана, в гидравлической теории пламенных печей широко используется для определения сечения пламенных пространств, боровов и в некоторых других случаях; имея температуру в данной части печи, секундный объем газов при этой температуре, задаваясь шириной B и подбирая коэффициент A из составленной Есьманом таблицы, легко высчитать высоту соответствующей части печи.

К сожалению, формула (5) — только частный случай и притом для печей нереальный; только в редких случаях (например, при вырывающемся пламени из-под поднятой заслонки в окне печи) температура под газосливом может быть близка к нулю; в большинстве же реальных случаев она бывает очень далека от 0° и, наоборот, близка к t . В этом же случае надо было бы пользоваться не формулой (5), а формулой (4'), и величина для h получается другой.

Соотношение между высотой h_0 , высчитанной по формуле Есьмана, применительно к мифической температуре подстилающего газового слоя $t_0 = 0^\circ$, и h_t — применительно к действительной температуре t_i , выразится:

$$h_{t_i} : h_0 = \left[a \sqrt[3]{\frac{t_i + 273}{t - t_i}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2}{B^2}} \right] : \left[a \sqrt[3]{\frac{273}{t}} \cdot \sqrt[3]{\frac{Q^2}{B^2}} \right] = \sqrt[3]{\frac{t + 273}{t - t_i} \cdot \frac{t}{273}}.$$

Применим это к нескольким реально возможным случаям, например к температуре пламенного потока $t = 1500^\circ$ и к температурам t_i

подстилающего слоя в 800, 1200, 1400, 1450°:

- 1) $t = 1500^\circ; t_i = 800^\circ;$
 $\frac{h_{t_i}}{h} = \sqrt[3]{\frac{1073}{700} \cdot \frac{1500}{273}} = 2.04.$
- 2) $t = 1500^\circ; t_i = 1200^\circ;$
 $\frac{h_{t_i}}{h_0} = \sqrt[3]{\frac{1473}{300} \cdot \frac{1500}{273}} = 3.$
- 3) $t = 1500^\circ; t_i = 1400^\circ;$
 $\frac{h_{t_i}}{h_0} = \sqrt[3]{\frac{1673}{100} \cdot \frac{1500}{273}} = 4.5.$
- 4) $t = 1500^\circ; t_i = 1450^\circ;$
 $\frac{h_{t_i}}{h_0} = \sqrt[3]{\frac{1723}{50} \cdot \frac{1500}{273}} = 5.75.$

Другими словами, если считать при реальной температуре, то высота газослива (например, высота свода печи, борова и т. п.) получается в несколько раз больше, чем по формуле Есьмана при нереальной температуре подстилающего слоя $t_i = 0^\circ$.

Такая большая условность результатов расчета делает формулу Есьмана неприменимой к расчетам печи: ни для расчета высоты свода над подом, ни для расчета дымовых боронов. Происходит это оттого, что аналогия не есть подобие; течение пламени лишь аналогично течению одной жидкости в другой, не смешивающейся с ней (например, керосина в воде), а не подобно. Подобию мешает то, что пламя и подстилающий слой смешиваются друг с другом; кроме того, плотность пламени и подстилающего слоя меняется благодаря теплопередаче, и здесь нет того разграничения совершенно определенных жидкостей, какое имеет место в случае керосина и воды.

Формула Есьмана может найти применение лишь там, где пламенный поток подстилается действительно холодными газами, соприкосновение которых с пламенем настолько кратковременно, что смешение холодных газов с пламенем будет незначительно, и лучеиспускание пламени не успеет нагреть подстилающего газа. Такой случай мы имеем при выбивании пламени из окна, и в этих случаях формула Есьмана может быть использована для расчета объема выбивающегося пламени.

Далеко проведенная аналогия между течением жидкости и течением пламени и печных газов приводит к использованию и другой формулы, именно формулы высоты и дальности боя „газовых фонтанов“ (например, в приложении к факелу пламени в мартене, к движению содержащего пыль потока в пылесадочной камере).

„Газовые фонтаны“ могут быть или вертикальными, когда струя более легкого газа направляется вертикально вниз среди газа более тяжелого (например, в пылеотстойнике), или наклонными, аналогичными струе воды, вытекающей из наконечника пожарного брандспойта (например, струя пламени в мартеновской печи).

Теоретическими формулами для таких газовых фонтанов будут:

а) для вертикального фонтана (рис. 2):

$$h = \frac{v^2}{2g(\lambda - 1)};$$

б) для наклонного (рис. 3):

$$h = \frac{v^2 \sin^2 \delta}{2g(\lambda - 1)}, \quad l = \frac{2v^2 \sin \delta \cdot \cos \delta}{g(\lambda - 1)}, \quad l/2 = \frac{v^2 \sin \delta \cdot \cos \delta}{g(\lambda - 1)},$$

где h — высота (глубина) боя фонтана;

v — скорость движения газа при выходе из отверстия;

δ — угол между направлением движения газа при выходе из отверстия и горизонталью;

l — полная дальность боя фонтана;

$l/2$ — дальность боя от начала до обращенной вершины струи;

Δ — плотность газа в струе фонтана;

Δ_i — плотность окружающего газа;

t — температура газа в струе фонтана;

t_i — температура окружающего газа;

$$\lambda = \frac{\Delta_i}{\Delta} = \frac{273 + t}{273 + t_i}.$$

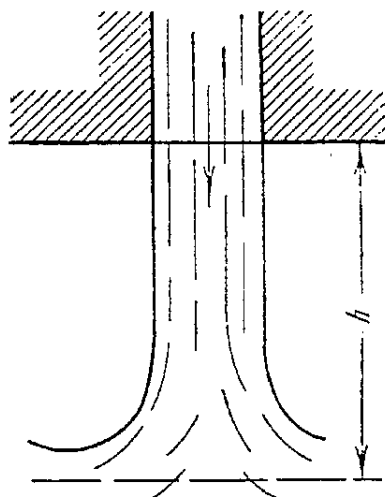


Рис. 2. Газовый фонтан (легкий газ в тяжелом):

h — глубина фонтана.

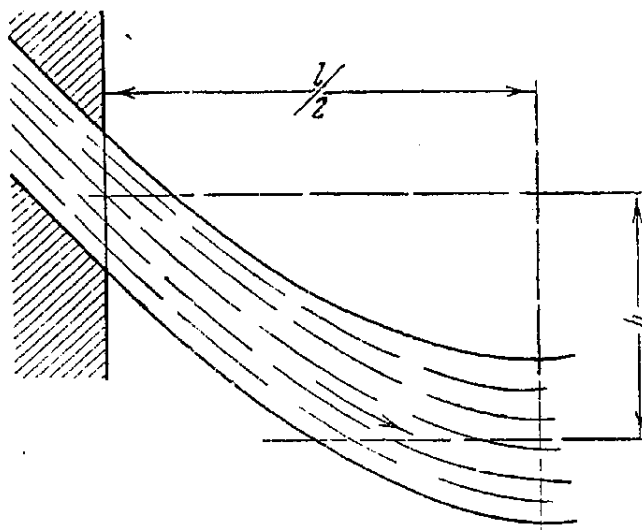


Рис. 3. Наклонный газовый фонтан (легкий газ в тяжелом):

h — глубина фонтана, $l/2$ — горизонтальное расстояние от выхода струи фонтана до самой низкой точки струи.

„Гидравлическая теория“ использует эти формулы для расчета соответствующих мест печей. Они могли бы быть практически применимы, если бы струя газа на своем пути не смешивалась с окружающим ее газом. На самом деле такое смешение неизбежно, масса движущегося газа, его температура, отношение плотности и скорость движения все время изменяются и не поддаются теоретическому расчету. При этом влияние смешивания оказывается тем сильнее, чем тоньше струя, чем больше первоначальная скорость и чем меньше разница плотностей Δ и Δ_i . Кроме того, смешивание и трение струи о среду вызывают сложные вихревые движения, расходуящую большую часть энергии струи, что также должно сильно влиять на высоту и дальность.

Даже для такой огромной разницы плотности, какая имеется для воды и воздуха, зависимость дальности и высоты струи от диаметра отверстия и начальной скорости весьма значительна. Это известно из повседневной жизни и нашло численное выражение в работах ряда исследователей.

Для печей трудность применения этих формул усугубляется еще тем, что при установившемся состоянии $\lambda = \frac{\Delta_i}{\Delta}$ приближается к единице и $(\lambda - 1)$ — к нулю, а следовательно, теоретические расчеты высоты и дальности боя фонтана дают вообще очень большие величины, чрезвычайно далекие от практического значения. Чтобы привести эти формулы к виду, которым можно было бы пользоваться практически, пришлось бы определить практические коэффициенты для большого количества разнообразных случаев, для чего потребовались бы многочисленные и чрезвычайно трудно выполнимые эксперименты.

Указанные шероховатости в применении формул газосливов и фонтанов вытекают из слишком далеко проведенной аналогии между течением легкой жидкости в тяжелой и течением печных газов. Аналогия эта существует, и применение ее в некоторых случаях приводит к плодотворным результатам, например, в вопросе о заполнении пламенного пространства пламенем равномерной температуры. Но при проведении этой аналогии надо помнить, что соотношение между пламенным потоком и окружающими газами далеко не то, каково, например, между керосином и водой в модели печи. Смешиваемость пламени и окружающих газов во время его движения делает границу между ними расплывчатой; лучистая теплота, которая при высокой температуре является главным фактором теплопередачи, сильно уменьшает разницу температур этих двух сред, а следовательно, и разницу между плотностями их.

Аналогия — не подобие, а Грум-Гржимайло она использована как подобие; в этом заключается основной недостаток его „гидравлической теории пламенных печей“.

Итак, против положений „гидравлической теории“ можно многое возразить, и возражения стали появляться уже вскоре после опубликования ее. Но, несмотря на элементарную убедительность возражений, „гидравлическая теория“ не только господствовала у нас, но и проникла за границу. Как на характерный пример можно указать на то, что для расчетов по формуле Есьмана, практическую несостоятельность которой мы доказали уже в 1931 г., в иностранной литературе появились номограммы, и соответствующая статья была реферирована в русской литературе (Альсон, Гипромез, 1931, стр. 99—100), представляя оригинальный случай реимпортирования к нам нашей же продукции. Формула Есьмана даже была взята за основу суждения, правильно ли сконструирована данная печь и не следует ли ее переделать. Этим именно критерием пользовался И. М. Рафалович (1929, стр. 98) в своем исследовании работы печей Луганского паровозостроительного завода. Применяя формулу Есьмана, Рафалович замечает, что расчет высоты по формуле Есьмана дает запас, так как при выводе ее предполагалось движение струи газа с температурой t в среде с температурой 0° , тогда как температура подогреваемой камеры или цеха, куда вытекают газы, всегда выше 0° . Как видно из элементарно простого сделанного нами разбора формулы Есьмана, дело обстоит совершенно наоборот: при $t_i = 0$ высота газослива получается в несколько раз меньше против того, что получилось бы при введении в формулу реальной t_i .

Чем же объяснить успех „гидравлической теории“? По нашему мнению, есть несколько причин ее успеха.

Первая причина: „гидравлическая теория“ является в сущности первой попыткой дать общую методику расчета печей. До нее общей методики не существовало. Были частные методики, — например расчеты печей отопления, расчеты мартеновских печей,

расчеты доменных печей и т. п. Но в этих расчетах в основу были положены данные технологического опыта, с вытекающими из этого опыта нормами, которые по самому характеру развития науки и техники не могут быть неизменными. Было заманчиво, что автор „гидравлической теории“ переходит на некоторые научные основы, независимо от временных технологических норм.

Вторая причина: „гидравлическая теория“ была изложена автором чрезвычайно убедительно, просто и логично. Она обратила внимание на некоторые простые и очень важные явления, которые раньше как-то ускользали от внимания. Таково, например, сравнение заполненного горячими топочными газами печного пространства с бассейном, заполненным водой, и вытекающее из этого сравнения правило: для достижения равномерного распределения температуры делать выходные отверстия для удаления топочных газов у пода.

Наконец, третьим обстоятельством, способствовавшим успеху теории, было то, что в руках автора ее — опытного конструктора печей — она давала, за некоторыми, правда, исключениями, успешные результаты. Этот успех отчасти был случайным и вытекал не из тех теоретических соображений, которые автор клал в основу своих положений, а из других оснований. Так, например, высота свода по формуле Есьмана получается больше, чем в старых печах, имеющих слишком низкий свод. Здесь успех получался не потому, что правильны идеи газослива и расчет его, а просто потому, что при повышении свода в горячей части рабочего пространства лучеиспускание газов увеличивалось, и нагрев получался более интенсивным. То же можно сказать и о „мешках горячих газов“: действие их было хорошее, но не потому, что они являются „местом завершения реакции горения“, как думал автор „гидравлической теории“, а опять-таки благодаря увеличению интенсивности лучеиспускания более толстым слоем пламени.

Несмотря на это, автор „гидравлической теории“ в понимании значения толстого слоя пламени сделал некоторый шаг вперед по сравнению с другим крупным представителем технологической мысли — Сименсом, который практически заметил благотворное значение толстого слоя пламени, сформулировав его в принципе „freie Flammentfaltung“.

Резюмируя, можно сказать, что „гидравлическая теория“ была яркой попыткой дать научный способ расчета печей, поставив его на гидравлической основе. Но это совершенно правильное устремление привело к не совсем верной дороге: аналогия была принята за подобие, что привело автора к некоторым неверным выводам; кроме того, применение гидравлики ограничилось узкими рамками движения пламени открытым потоком; слабым местом „гидравлической теории“ является то, что в ней мало гидравлики.

Между тем только на основании гидравлики и возможен общий расчет печи как системы; большая заслуга покойного Грум-Гржимайло заключается в авторитетном утверждении этой истины и в попытке осуществления этого способа расчета печей, и не его вина, что среди многочисленных его „последователей“ большинство принимало теорию без должной критики, обязательной для всякого, работающего на научной основе, что и ученики принимали положения учителя, как некоторые непреложные догмы.

По какому же пути должен пойти расчет печей? Какова должна быть методика этого расчета?

По существу дела, должны быть общая методика и частные методики расчета печей. Расчет по общей методике должен заключаться в сбалансировании всех гидравлических сопротивлений при прохождении

газов по печной системе с располагаемым напором — с естественной „тягой“ дымовой трубы (или „тягой“ отдельных частей, например регенераторов), с искусственной „тягой“ дымососов, эксгаустеров и т. п. Общий расчет печной системы заключается в определении размеров сечений скоростей и сопротивлений в отдельных частях системы на основании расчетов расхода тепла. Составными частями общей методики будет то, что необходимо для указанного сбалансирования сопротивлений и располагаемого напора: расчеты объемов газа в процессе сжигания топлива, расчеты сопротивлений, расчеты расхода тепла как исходные данные для расчета расхода топлива и расчета объема воздуха и дымовых газов, расчеты отдельных частей печной системы (топливников, регенераторов, рекуператоров, дымовой трубы, искусственной тяги и т. п.).

К частной методике должны быть отнесены расчеты, вытекающие из того или другого технологического процесса, следовательно, на основании изучения и знания технологии данного производства. Это относится преимущественно к рабочему пространству, например к определению размеров ванны мартеновской печи, пода металлургических нагревательных печей, камеры кирпичеобжигательной печи, камеры коксовой печи, шахты шахтных печей, тоннеля тоннельных печей и т. п. В частной методике значительно большую роль, чем в общей, играют практические нормы и коэффициенты, выработанные практикой, например продолжительность процесса, нагрузки на единицу площади или на единицу объема и т. п.

Расчеты по общей и частной методике тесно соприкасаются друг с другом; данные частного технологического расчета должны быть включены в общий расчет (например, расход тепла на технологический процесс суммируется с общим расходом тепла печью). Таким образом, полный расчет печи делается на основании и общей и частной методики; следовательно, нельзя рассчитать печь только на основании общей методики, но общая методика включает в себе то, что является общим в расчете печей любого рода.

В настоящее время уже накоплено много материалов для расчетов подобного рода — и по механике газов, и по теплопередаче, и по теории горения. Тем не менее и теперь, спустя более четверти века после оптимистического заявления автора „гидравлической теории“ и несмотря на многочисленные имеющиеся работы, все еще нельзя утверждать, что мы имеем все данные для расчета печей. Расчет печей все еще далек от той разработанности, которой отличаются некоторые расчеты в других областях техники — например, расчеты прочности сооружений. Многого еще недостает. Недостаточно имеется экспериментальных данных и опытных наблюдений по сопротивлениям при движении газов, по теплопередаче, в особенности при неустановившемся режиме, по лучеиспусканию газов и пламени и т. п.

Настоящая работа есть попытка дать общую методику расчета печей в той мере, в какой автор может располагать необходимыми элементами расчета. Для автора ясно, что работа эта не может носить совершенно законченного характера. Пройдет еще много лет, пока для полной законченности накопится необходимое количество данных пока совершенно определенные экспериментальные и опытные коэффициенты перестанут заменяться суррогатами широких математических интерполяций и экстраполяций. Но автор с полной убежденностью настаивает на утверждении, высказанном им ранее (1931): основным стержнем общего расчета печной системы должно быть сбалансирование сопротивлений и располагаемого напора. Все остальные части расчета должны группироваться вокруг этого стержня.

ГЛАВА I

РАСХОД ТЕПЛА

Размеры частей печной системы зависят от объемов проходящих газов; эти объемы зависят от количества сжигаемого топлива, следовательно, от расхода тепла в печи. Расход тепла есть то, с чего надо начинать при общем расчете печи.

Расход тепла в печи складывается из следующих статей:

- 1) теплопотери через внешние ограждения печного пространства (стены, свод и под);
- 2) расход тепла на перерабатываемую загрузку;
- 3) тепло, теряемое через открытые окна печи;
- 4) тепло, теряемое через закрытые окна;
- 5) теплопотери через неплотности;
- 6) теплопотери от неполноты горения;
- 7) теплопотери от провала несгоревшего твердого топлива через колосниковую решетку;
- 8) теплопотери с охлаждающей водой;
- 9) тепло, уносимое в дымовой боров;
- 10) тепло, уходящее с вагонетками, конвейером, коробками, подвижными подами и т. п.;
- 11) не поддающиеся расчету расходы тепла.

На основании этих величин делается общий расчет печной системы. Для назначения размеров некоторых частей системы, именно рабочего пространства, в котором идет технологический процесс, этих величин недостаточно; для расчета рабочего пространства, кроме применения общих методов расчета, требуются некоторые производственные данные, вытекающие или из практического опыта, или из теоретических соображений. Расчеты размеров и назначение очертаний пространства, где идет самый технологический процесс, выходят за пределы общего расчета печи; специальный технологический расчет предшествует общему расчету, служа некоторой исходной базой для общего расчета печи как системы.

1. ТЕПЛОПТЕРИ ЧЕРЕЗ ВНЕШНИЕ ОГРАЖДЕНИЯ ПЕЧНОГО ПРОСТРАНСТВА

Следует рассмотреть два случая расхода тепла через стены: расход тепла при установившемся тепловом режиме и расход при неустановившемся режиме.

Установившийся режим

При установившемся режиме количество тепла, передаваемого от пламенного пространства к внутренней поверхности стен печи конвекцией и лучеиспусканием, равняется количеству тепла, передаваемому

мого от внутренней поверхности к наружной через толщу стены теплопроводностью, а это количество равняется количеству тепла, отдаваемого наружной поверхностью стены окружающему воздуху и окружающим предметам конвекцией и лучеиспусканием.

Если обозначим:

K — количество тепла, протекающего в 1 час через 1 м² стены;

$\alpha_{л}^{вн}$ и $\alpha_{л}^{нар}$ — коэффициенты лучеиспускания для внутренней и наружной поверхности стены, в ккал/м²·час;

$\alpha_{к}^{вн}$ и $\alpha_{к}^{нар}$ — коэффициенты конвекции для внутренней и наружной поверхности стены, в ккал/м²·час;

λ — коэффициент теплопроводности материала стены в ккал/м²·м·час;

s — толщина стены, в м;

$t_{вн}$ — температуру внутри печи, в °С;

$t_{нар}$ — температуру снаружи печи, в °С;

$\tau_{вн}$ — температуру внутренней поверхности стены, в °С;

$\tau_{нар}$ — температуру наружной поверхности стены, в °С, то можно написать три равенства:

$$K = (t_{вн} - \tau_{вн})(\alpha_{л}^{вн} + \alpha_{к}^{вн}), \quad (1)$$

$$K = (\tau_{вн} - \tau_{нар}) \frac{\lambda}{s}, \quad (2)$$

$$K = (\tau_{нар} - t_{нар})(\alpha_{л}^{нар} + \alpha_{к}^{нар}). \quad (3)$$

Из этих равенств вытекает:

$$t_{вн} - \tau_{вн} = K \frac{1}{\alpha_{л}^{вн} + \alpha_{к}^{вн}}, \quad (4)$$

$$\tau_{вн} - \tau_{нар} = K \frac{s}{\lambda}, \quad (5)$$

$$\tau_{нар} - t_{нар} = K \frac{1}{\alpha_{л}^{нар} + \alpha_{к}^{нар}}. \quad (6)$$

Сложением этих равенств получаем:

$$t_{вн} - t_{нар} = K \left[\frac{1}{\alpha_{л}^{вн} + \alpha_{к}^{вн}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{л}^{нар} + \alpha_{к}^{нар}} \right].$$

Если $\frac{K}{t_{вн} - t_{нар}}$ обозначить через k , то получаем выражение:

$$\frac{K}{t_{вн} - t_{нар}} = k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{л}^{вн} + \alpha_{к}^{вн}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{л}^{нар} + \alpha_{к}^{нар}}}, \quad (7)$$

т. е. общеизвестную формулу общего коэффициента теплопрохождения через однородную стену.

Из выражений (4) и (6) вытекают формулы, имеющие интерес при тепловых расчетах стен:

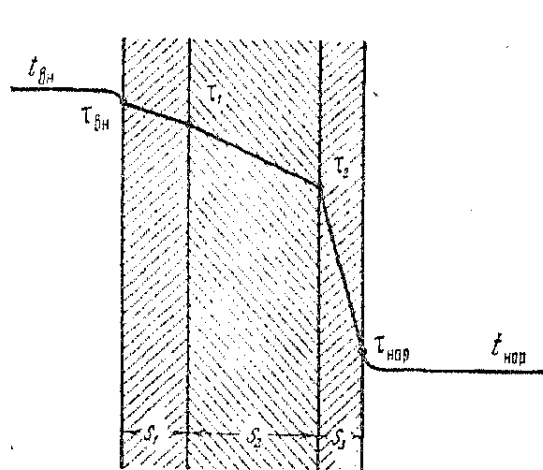
$$\tau_{вн} = t_{вн} - K \frac{1}{\alpha_{л}^{вн} + \alpha_{к}^{вн}}, \quad (8)$$

$$\tau_{нар} = t_{нар} + K \frac{1}{\alpha_{л}^{нар} + \alpha_{к}^{нар}}. \quad (9)$$

Если стена неоднородна (рис. 4), то те же рассуждения приводят к формуле:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{л}}^{\text{вн}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{вн}}} + \frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{\alpha_{\text{л}}^{\text{нар}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{нар}}}}. \quad (10)$$

Аналогично выражению (5) имеем:



откуда $\tau_{\text{вн}} - \tau_1 = K \frac{S_1}{\lambda_1},$

$\tau_1 = \tau_{\text{вн}} - K \frac{S_1}{\lambda_1};$

откуда $\tau_1 - \tau_2 = K \frac{S_2}{\lambda_2},$

Вообще: $\tau_2 = \tau_1 - K \frac{S_2}{\lambda_2}.$

$\tau_n - \tau_{n+1} = K \frac{S_{n+1}}{\lambda_{n+1}},$

откуда $\tau_{n+1} = \tau_n - K \frac{S_{n+1}}{\lambda_{n+1}}. \quad (11)$

Рис. 4. Распределение температур в сложной стене.

Последнее выражение имеет значение для расчетов теплоизоляции печных стен; теплоизоляционные материалы не обладают той огнеупорностью, которую имеют огнеупорные кирпичи, поэтому весьма важно, чтобы в месте соприкосновения кладки из огнеупорного кирпича с теплоизоляцией температура не достигала опасного для теплоизоляции предела.

Теплопотери через стену Q выражаются:

$$Q = Fzk(t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}), \quad (12)$$

где F — поверхность стены, в м^2 ;

z — время, в часах;

k — коэффициент теплопрохождения, в ккал/час.

При рассмотрении применения формул (12), (10) и (7) следует остановиться на рассмотрении коэффициентов λ , $\alpha_{\text{л}}$ и $\alpha_{\text{к}}$.

Теплопроводность. Теплопроводность зависит не только от состава вещества, но и от его агрегатного и физического состояния. Чем плотнее материал данного химического состава, тем выше его теплопроводность. Теплопроводность керамических материалов (за немногими исключениями — например, магнезит) возрастает с повышением температуры. Кирпичи, пробывшие в стене работающей печи при высокой температуре некоторое время, имеют большую теплопроводность, чем новые кирпичи.

Если не считать вакуума, теплопроводность которого равна нулю, не применяемого в качестве теплоизолятора в промышленных печах, наименьшей теплопроводностью отличается воздух в очень тонких прослойках и порах. Теплопроводность его при 0° равна 0.02. Большая пористость материала, т. е. присутствие в нем большого количества воздушных пор, делает данный материал плохим проводником тепла. Можно сказать, что теплопроводность воздуха является нижним пределом теплопроводности, к которому стремятся, но которого не достигают лучшие теплоизолирующие материалы.

Главнейший строительный материал печей — шамотные и кремнеземистые кирпичи (динас) — в различных образцах имеет значительно отличающиеся цифры теплопроводности.

Многочисленные исследования дают цифры теплопроводности шамотных, кварце-глинистых и красных кирпичей при обычной температуре от 0.3 до 1.05. Если отбросить отдельные цифры, сильно уклоняющиеся от средних, то большинство данных лежит около величины теплопроводности 0.7. Если для данного шамота нет специальных указаний о его теплопроводности, то для расчетов можно принять следующую среднюю величину теплопроводности при разных температурах:

$$\lambda_{\text{шам}} = 0.7 + 0.0005t. \quad (13)$$

Среднюю расчетную теплопроводность для динаса можно принять:

$$\lambda_{\text{дин}} = 0.75 + 0.0006t. \quad (14)$$

Расчетную теплопроводность для среднего изоляционного кирпича (из кизельгура) можно принять:

$$\lambda_{\text{из}} = 0.2 + 0.00017t. \quad (15)$$

Таблица 1

Средние расчетные коэффициенты теплопроводности λ при разных температурах

Название кирпичей	100°	200°	400°	600°	800°	1000°	1200°
Шамот	0.75	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20	1.30
Динас	0.81	0.87	0.99	1.11	1.23	1.35	1.47
Магнезит	—	—	5.00	4.00	3.70	3.30	3.00
Карборунд	—	—	8.40	8.90	9.20	9.50	9.80
Теплоизоляционный	0.22	0.23	0.27	0.30	0.34	0.37	0.40

Конвекция. Под передачей тепла конвекцией понимается перенос тепла от поверхности тела к окружающей его жидкой или газообразной среде при помощи токов, возникающих по той или другой причине в среде, омывающей данную поверхность. Молекулы движущейся жидкости или газа, соприкасаясь благодаря турбулентным токам с поверхностью тела или смешиваясь с пограничным ламинарным слоем у поверхности тела, принимают температуру поверхности тела или пограничного слоя. Выходя из пограничного слоя и снова смешиваясь с турбулентными токами движущейся жидкости, эти молекулы являются переносчиками тепла от тела к примыкающей к нему среде и обратно. Таким образом, этот перенос возможен лишь при наличии движения среды непараллельно поверхности тела — следовательно, при наличии движения с нормальной составляющей по отношению к поверхности тела.

Если поток среды характеризуется только движениями, параллельными поверхности, то такого теплообмена между движущейся средой и поверхностью тела не происходит. Другими словами, при ламинарном движении передача тепла конвекцией не происходит; в этом случае передача тепла совершается лишь путем теплопроводности жидкости и лучеиспускания. Теплопроводность газов чрезвычайно мала, поэтому теплообмен между поверхностью тела и газом путем теплопроводности ничтожен.

Передача тепла конвекцией имеет место только в турбулентном потоке; передача этим путем во много раз превышает передачу путем

теплопроводности в газе, и эта последняя практически не принимается во внимание.

Из изложенного логически вытекает, что передача тепла конвекцией будет тем сильнее, чем под большим углом к поверхности направлена струя движущейся среды. Это подтверждается и опытами: Рейер экспериментально определил, что при направлении струи воздуха перпендикулярно к поверхности теплообмен конвекцией получается в семь раз больше, чем при струе, направленной параллельно поверхности.

Чем больше составляющая скорости по нормали к поверхности, тем больше теплообмен конвекцией. А так как эта составляющая зависит от средней скорости потока вдоль поверхности, то теплопередача конвекцией тем больше, чем больше средняя скорость потока v .

Величина теплопередачи конвекцией зависит от объемного веса движущейся среды γ и от теплоемкости ее c . Таким образом, при прочих равных условиях, передача тепла конвекцией является некоторой функцией от этих трех величин:

$$Q_{\text{конв}} = \varphi(v, \gamma, c).$$

Скорость v и объемный вес γ при изменении температуры и давления изменяются в обратном смысле. Если обозначим скорость и объемный вес при „нормальных“ условиях, т. е. при 0° и 760 мм рт. ст., то $v\gamma = v_0\gamma_0$ и предыдущее выражение примет вид:

$$Q_{\text{конв}} = \varphi(v\gamma, c).$$

Турбулентное движение отличается весьма большой сложностью, степень турбулентности зависит от сочетания очень большого числа факторов — от скорости движения среды, ее объемного веса, вязкости, условий начального пункта движения, близости или удаленности возмущающего фактора, степени и характера шероховатости поверхности и т. п. Сложность турбулентного движения имеет своим следствием и сложность теплопередачи конвекцией; изучение теплопередачи конвекцией и установление соответствующих коэффициентов конвекции отличаются большими трудностями. Поэтому коэффициенты конвекции, определенные для одинаковых условий разными авторами (Нуссельт, Ритшель, Рейер, Шульце и др.), разнятся друг от друга, иногда весьма значительно (до 40%). Коэффициенты конвекции, которыми приходится пользоваться при технических расчетах, являются некоторыми средними и упрощенными по сравнению с коэффициентами, полученными и вычисленными экспериментаторами.

Исследования теплопередачи конвекцией касались главным образом плоской поверхности, внутренней и наружной поверхности труб.

Плоская поверхность. Движение газов у плоской поверхности может происходить или естественным путем, вследствие разности температур поверхности стены и окружающей среды, или же путем искусственно создаваемой скорости омывающей стену среды (тяга дымовой трубы, эксгаустер и др.).

Для случая естественной циркуляции Юргес (Jürges, 1924) дает коэффициент конвекции:

$$\alpha_k = 2.2 \sqrt[4]{t_1 - t_2}. \quad (16)$$

Этот коэффициент выведен для очень небольшого интервала температур — температура поверхности была между 46 и 60° при температуре воздуха 20° .

Поэтому Шак (1933, стр. 107), в виду отсутствия более обстоятельных исследований о теплопередаче плоской поверхности при свободной циркуляции, рекомендует пользоваться коэффициентами, выведенными для внешней поверхности свободно стоящих труб большого диаметра (100 мм и более).

Принимая это во внимание, даем график (рис. 5) для коэффициента свободно стоящей вертикальной плоской поверхности, омываемой воздухом, для разных температур. При нанесении этой кривой мы пользовались данными Юргеса (рис. 5, точки Ю), Коха (для вертикально стоящей трубы диам. 100 мм, точки К) и Хейльмана (для трубы диам. 254 мм, точки Н). В пределах до 200° кривая построена на основании экспериментальных данных, свыше 200° — путем графической экстраполяции.

Таким образом, эта кривая дает некоторые средние и приближенные величины коэффициента конвекции для свободно стоящей стены; приближенность вытекает не только из недостаточности сильно расходящихся исходных цифр разных исследователей и не только от того, что для температуры выше 200° кривую приходится наносить путем экстраполяции. Приближенность вытекает также и из того

факта, что на величину коэффициента конвекции весьма влияет размер поверхности, как это показали Нуссельт и Юргес (Nusselt u. Jürges, 1928). Согласно их исследованиям, квадратная, вертикально поставленная плита, нагретая до 100°, по нижнему краю имела $\alpha_k = 25.5$, в середине — 6.1 и у верхнего края — 5.1. Что в нижней части стены α_k больше, чем в верхней, легко понять: у нижнего края ток воздуха идет перпендикулярно к стене, выше же — параллельно ей; следовательно, нормальная составляющая скорости в несколько раз больше, чем вверху.

Теплопередача плоской поверхности конвекцией зависит от положения поверхности. Можно принять, что для горизонтальной поверхности, обращенной вниз, она будет на 10% меньше, а для поверхности, обращенной вверх, — на 10% больше, чем для вертикальной поверхности.

В печных расчетах с коэффициентом конвекции свободно стоящей плоской поверхности приходится иметь дело главным образом при расчетах теплотерь внешними поверхностями печей. На основании вышеизложенного даем табл. 2.

Для коэффициентов конвекции при вынужденном движении воздуха вдоль плоской поверхности Юргес дает следующие величины (для кирпичных стен и других технических поверхностей):

при $v < 5$ м/сек.

$$\alpha_k = 5.3 + 3.6v; \tag{17}$$

при $v > 5$ м/сек.

$$\alpha_k = 6.47v^{0.78}. \tag{18}$$

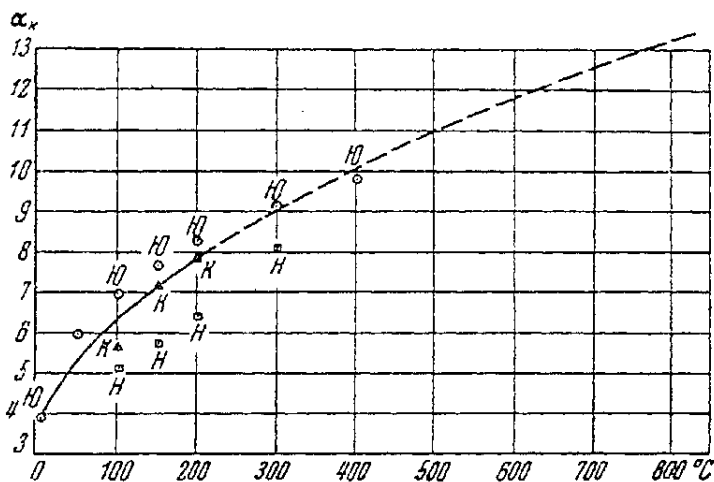


Рис. 5. График коэффициентов конвекции α_k свободно стоящей вертикальной поверхности для разных температур.

Таблица 2

Расчетные коэффициенты конвекции α_k для плоских поверхностей при естественной циркуляции воздуха

Температура поверхности t	Вертикальная поверхность	Горизонтальная поверхность		Температура поверхности t	Вертикальная поверхность	Горизонтальная поверхность	
		обращенная вверх	обращенная вниз			обращенная вверх	обращенная вниз
10°	3.9	4.3	3.5	250°	8.5	9.5	7.6
25	4.7	5.2	4.2	300	9.1	10.0	8.2
50	5.3	5.8	4.8	400	10.1	11.1	9.1
75	5.8	6.4	5.2	500	11.0	12.1	9.9
100	6.3	7.9	5.7	600	11.8	13.0	10.6
150	7.1	7.8	6.4	700	12.6	13.9	11.3
200	7.8	8.6	7.0	800	13.3	14.6	12.0

Юргес производил свое исследование с плитой в 0.5×0.5 м при температуре омывающего воздуха в 20° , и скорость v в его формулах дана при этой температуре. Если воздух или дым движется вдоль плоской поверхности с другой температурой, то скорость при этой температуре надо пересчитать на скорость при температуре 20° :

$$v_{20} = v_t \cdot \frac{273 + 20}{273 + t}.$$

При расчетах удобно переводить все скорости к скорости при 0° . Сообразно этому формулы Юргеса примут такой вид: для $v \leq 5$ м/сек.

$$\alpha_k = 5.3 + 3.6 \frac{273 + 20}{273} v = 5.3 + 3.8v; \quad (19)$$

для $v > 5$ м/сек.

$$\alpha_k = 6.47 \left[\frac{273 + 20}{273} \right] v^{0.78} = 6.83v^{0.78}. \quad (20)$$

На основании этих формул даем табл. 3.

Таблица 3

Расчетные коэффициенты конвекции для движения воздуха или дыма при искусственном побуждении вдоль плоских поверхностей

Скорость, отнесенная к 0° v_0 м/сек	α_k	Скорость, отнесенная к 0° v_0 м/сек	α_k	Скорость, отнесенная к 0° v_0 м/сек	α_k
0.1	5.68	1.00	9.10	4.00	20.50
0.2	6.06	1.25	10.05	4.50	22.80
0.3	6.44	1.50	11.00	5.00	24.30
0.4	6.82	1.75	11.95	6.00	27.40
0.5	7.20	2.00	12.90	7.00	30.90
0.6	7.58	2.25	13.85	8.00	34.40
0.7	7.96	2.50	14.80	9.00	37.80
0.8	8.34	3.00	16.70	10.00	41.20
0.9	8.72	3.50	18.60	11.00	44.60

Внутренняя поверхность труб. Вопросу об определении коэффициента конвекции внутри труб было посвящено очень много исследований

(Нуссельт, Ритшель, Шульце и др.). Исследователи занимались этим вопросом и чисто теоретически (применение принципа подобия, Нуссельт), и экспериментально (Нуссельт, Ритшель, Шульце и др.). При этом имеются большие расхождения не только между результатами, полученными разными исследователями, но и между результатами работы одного и того же исследователя. Расхождения эти в работах Нуссельта, Ритшеля, Шульце, Гребера достигают 40%.

Расхождения получаются благодаря большим трудностям в проведении этих исследований: весьма трудно точно определить скорость прохождения воздуха, точно определить температуру (с устранением влияния лучеиспускания); чрезвычайно отражаются на результатах зависимость характера движения потока (степень завихренности) от небольших изменений характера внутренней поверхности трубы, различное влияние входного отверстия трубы на турбулентность, различные дальности влияния входного отверстия в зависимости от характера краев трубы у входа и т. п.

Приблизительно одинаково определяют разные исследователи влияние скорости и объемного веса движущейся среды; и то, и другое входит в выражение коэффициента конвекции в степени 0.79 (Нуссельт), 0.8 (Шульце), 0.81 (Гребер); в среднем можно принять $(\gamma v)^{0.8}$. С изменением температуры γ и v меняются в противоположном смысле; поэтому γv при любой температуре можно заменить произведением объемного веса и скорости при 0° и 760 мм рт. ст. — $\gamma_0 v_0$.

Из весьма тщательных опытов вытекает, что температура не влияет на коэффициент конвекции.

Влияние диаметра просвета трубы на коэффициент конвекции сказывается, по разным авторам, от $d^{-0.4}$ до $d^{-0.16}$.

Влияние длины трубы несомненно сказывается: чем длиннее труба, тем менее будет средняя турбулентность потока, тем, следовательно, при прочих равных условиях будет меньше и средний коэффициент конвекции трубы данного диаметра и при данной скорости течения. Нуссельт, на основании теории подобия, выражает эту зависимость от длины трубы $l^{0.06}$ — величиной, для не очень длинных труб практически мало отличающейся от единицы.

Шак, на основании критического рассмотрения коэффициентов, выведенных Нуссельтом, Ритшелем, Шульце и Гребером, дает для гладких труб формулу:

$$\alpha_k = \frac{3 v_0^{0.8}}{4 \sqrt{d}}, \quad (21)$$

где v_0 — скорость, отнесенная к 0° и 760 мм, в м/сек;

d — диаметр просвета трубы, в м.

Эта формула действительна не только для круглого сечения просвета, но и для всякого; в этом случае берется приведенный диаметр

$$d_{\text{прив}} = \frac{4f}{u},$$

где f — площадь сечения потока, в м²;

u — периметр соприкосновения потока со стенками, в м.

В табл. 4, дающей коэффициенты конвекции для внутренней поверхности гладких труб, надо обратить внимание на следующее.

При малых скоростях и диаметрах не проставлено цифр коэффициентов конвекции — вместо цифр стоят черточки: для соответствующих мест в таблице числа Рейнольдса для воздуха при 0° меньше критического числа 3000 — границы турбулентного движения. Черточки соответствуют ламинарному движению, следовательно, отсут-

Таблица 4

Коэффициенты конвекции α_K для внутренней поверхности гладких труб
(воздух и дымовые газы по формуле Шака)

Скорость при 0° v_0	Диаметр труб в м									
	0.025	0.05	0.1	0.15	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
0.1	—	—	—	—	—	—	0.6	0.57	0.54	0.52
0.3	—	—	—	1.84	1.72	1.55	1.44	1.36	1.30	1.27
0.5	—	—	3.06	2.78	2.58	2.33	2.27	2.06	1.96	1.89
0.7	—	—	4.00	3.63	3.38	3.05	2.84	2.68	2.56	2.46
1.0	—	6.35	5.30	4.80	4.50	4.10	3.80	3.60	3.40	3.30
1.5	—	8.82	7.42	6.70	6.25	5.64	5.25	4.97	4.74	4.57
2.0	13.1	11.00	9.27	8.40	7.82	7.05	6.56	6.21	5.93	5.70
3.0	18.2	15.30	12.80	11.60	10.80	9.80	9.10	8.60	8.20	7.90
4.0	22.9	19.20	16.10	14.60	13.60	12.30	11.40	10.80	10.30	9.93
5.0	27.5	23.00	19.30	17.50	16.30	14.70	13.70	13.00	12.40	11.90
7.0	35.8	30.00	25.30	22.80	21.30	19.20	17.90	16.90	16.20	15.50
10.0	47.6	40.00	33.60	30.40	28.40	25.60	23.80	22.50	21.50	20.60
15.0	65.8	55.30	46.50	42.10	39.20	35.30	32.80	31.10	29.70	28.60
20.0	83.2	69.80	58.70	53.00	49.50	44.60	41.50	39.30	37.50	36.10
30.0	114.0	95.80	80.50	72.80	67.90	61.20	57.00	53.90	51.50	49.50

ствию коэффициента конвекции в гладких трубах с установившимся характером движения. При малых скоростях коэффициенты конвекции очень малы; таким образом, малые скорости применять не выгодно там, где требуется возможно больший теплообмен, например в рекуператорах и теплообменниках.

В формуле Шака скорость при 0° — v_0 получается соответственным пересчетом скорости при t — v_t . При повышении температуры газа, протекающего по трубе данного диаметра с данной скоростью, отнесенной к 0° — v_0 , скорость, отнесенная к t° — v_t , возрастает медленнее, чем кинематическая вязкость ν . Поэтому при пересчете на более высокие температуры число Рейнольдса должно уменьшаться.

Выражение для числа Рейнольдса (в технических единицах):

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu} \quad (22)$$

Если принять скорость v_0 и вязкость ν_0 за единицу, то изменение этих величин и отношения $\frac{v}{\nu}$ в числе Рейнольдса при повышении температуры будут следующие:

Температура t	$\nu \cdot 10^6$	Отношение		
		$v_0 : v_t$	$\nu_0 : \nu_t$	v_t/ν_t
0°	13.2	1.00	1.00	1.00
100	23.0	1.37	1.74	0.79
200	34.4	1.73	2.61	0.66
300	47.6	2.10	3.61	0.58
400	62.2	2.47	4.71	0.52
500	77.0	2.83	5.83	0.49
700	113.0	3.56	8.65	0.41
1000	175.0	4.67	13.21	0.35

Из этих цифр видим, что для температур выше 0° фактор v_t/ν_t значительно уменьшается, а следовательно, соответственно уменьшается и число Рейнольдса; соответственно этому и поле ламинарного

движения и, следовательно, поле отсутствия конвекционной теплопередачи в табл. 4 расширяются.

В табл. 4 даны коэффициенты для гладких труб с успокоенным турбулентным движением, т. е. с таким, в котором турбулентность соответствует данному диаметру, данной скорости и данной степени шероховатости стенки трубы. Если имеются факторы, увеличивающие турбулентность (влияние входного отверстия, выступов, колен и т. п.), то коэффициенты конвекции увеличиваются, и область распространения их в табл. 4 расширяется, заходя и в места, занятые черточками. Равным образом увеличение шероховатости должно сильно сказываться на коэффициентах конвекции.

По Лоренцу (Lorenz, 1927, стр. 446—448), теплопередача конвекцией пропорциональна сопротивлению в трубе $-\frac{dp}{dl}$. По Ритшелю-Браббе, в кирпичных каналах сопротивление вдвое больше, чем в железных каналах с гладкими стенками. Поэтому следует думать, что для технических поверхностей, равнозначных по шероховатости кирпичной поверхности, цифры табл. 4 надо соответственно увеличить.

Внешняя поверхность труб. Конструктору печей лишь иногда приходится иметь дело с конвекционным теплообменом наружной поверхностью труб под влиянием естественной циркуляции воздуха или дымовых газов. Таков, например, случай горячих воздухопроводов, дымовых труб или каналов в железных кожухах и т. п., труб большого диаметра; в этих случаях для расчетов можно воспользоваться коэффициентами конвекции плоской поверхности при естественной циркуляции (табл. 2).

В большинстве случаев имеет место искусственное создание скорости у поверхности труб. В том случае, когда воздух или дым идет между трубами вдоль пучка труб, следует применять уже упомянутую формулу Шака:

$$\alpha_k = \frac{3 v_0^{0.8}}{4 \sqrt{d}}, \quad (21)$$

где d — приведенный диаметр потока, протекающего между наружными поверхностями омываемых воздухом или дымом труб в м. Например, если отходящие дымовые газы проходят вдоль труб теплообменника, расположенных в квадратном порядке (см. рис. 74), с наружным диаметром 0.1 м, с расстоянием между центром 0.15 м, то площадь сечения потока между трубами будет:

$$f = 0.15^2 - 4 \frac{\pi \cdot 0.1^2}{4.4} = 0.0146 \text{ м}^2;$$

периметр соприкосновения потока со стенками

$$u = \frac{\pi \cdot 0.1}{4} \cdot 4 = 0.3142 \text{ м};$$

приведенный диаметр

$$d = \frac{4f}{u} = \frac{0.0146 \cdot 4}{0.3142} = 0.186 \text{ м}.$$

Положим, дымовые газы имеют среднюю температуру $t^\circ = 500^\circ$ и соответствующую скорость $v_t = 7$ м/сек:

$$v_0 = 7 \cdot \frac{273}{273 + 500} = 2.87 \text{ м/сек}.$$

Интерполируя по табл. 4, получаем $\alpha_k = 10.6$ ккал. Таков будет коэффициент для гладких труб; для труб, покрытых окалиной, α_k будет на 20—30% выше.

Очень большой интерес представляет теплопередача конвекцией при поперечном потоке через пучок труб. Шак, критически рассмотрев исследования Рейера, Нуссельта и Хьюза теплопередачи между воздухом и трубой и пучком труб при перпендикулярном к трубам движении воздуха, дал упрощенные формулы: для одной трубы или одного ряда труб:

$$\alpha_k = 4.0 \frac{v_0^{0.56}}{d^{0.44}}, \quad (23)$$

для пучка в несколько рядов труб при последовательном расположении (коридорном, несмещенном, *unversetzt*), т. е. когда просветы между трубами располагаются друг против друга:

$$2 \text{ ряда труб } \alpha_k = 4.2 \frac{v_0^{0.654}}{d^{0.346}}; \quad (24)$$

$$3 \text{ ряда труб } \alpha_k = 4.4 \frac{v_0^{0.654}}{d^{0.346}}; \quad (25)$$

$$4 \text{ ряда труб } \alpha_k = 4.5 \frac{v_0^{0.654}}{d^{0.346}}; \quad (26)$$

$$5 \text{ рядов труб } \alpha_k = 4.55 \frac{v_0^{0.654}}{d^{0.346}}; \quad (27)$$

Соответствующие формулы для шахматного (смещенного, *versetzt*) расположения следующие:

$$2 \text{ ряда труб } \alpha_k = 5.3 \frac{v_0^{0.69}}{d^{0.31}}; \quad (28)$$

$$3 \text{ ряда труб } \alpha_k = 6.1 \frac{v_0^{0.61}}{d^{0.3}}; \quad (29)$$

$$4 \text{ ряда труб } \alpha_k = 6.6 \frac{v_0^{0.69}}{d^{0.31}}; \quad (30)$$

$$5 \text{ рядов труб } \alpha_k = 7.0 \frac{v_0^{0.69}}{d^{0.31}}. \quad (31)$$

Как видим, коэффициент конвекции α_k возрастает из ряда в ряд, причем при шахматном расположении возрастание больше, чем при последовательном; это находится очевидно в связи с большей турбулентностью потока при шахматном расположении. И в том, и в другом случае возрастание с увеличением числа рядов становится меньше. Путем графической экстраполяции Шак нашел, что при последовательном расположении труб коэффициент конвекции достигает предела при 10—11 рядах, а при дальнейшем увеличении числа рядов не увеличивается; этот предел на 4—5% больше коэффициента конвекции при 5 рядах. При шахматном порядке возрастание идет до 10 рядов, и предельный коэффициент конвекции процентов на 7 выше, чем при 5 рядах.

Таблица 5

Расчетные коэффициенты конвекции α_k для пучков в 10 и более рядов гладких труб, расположенных последовательно

$$\left(\text{по формуле: } \alpha_k = 4.75 \cdot \frac{v_0^{0.654}}{d^{0.346}} \right)$$

Ско- рость при 0° v_0	Диаметр труб в м							
	0.03	0.05	0.07	0.1	0.125	0.150	0.175	0.2
0.1	3.7	3.0	2.7	2.3	2.2	2.0	1.9	1.8
0.3	6.9	5.6	5.0	4.4	4.1	3.8	3.6	3.5
0.5	10.5	8.6	7.6	6.7	6.3	5.9	5.5	5.3
0.7	13.1	10.7	9.5	8.4	7.9	7.3	6.9	6.6
1.0	16.4	13.4	11.9	10.6	9.4	9.2	8.9	8.3
1.5	21.5	17.5	15.6	13.8	12.9	12.0	11.4	10.8
2.0	25.9	21.1	18.8	16.6	15.5	14.4	13.7	13.0
3.0	33.7	27.5	24.5	21.7	20.2	18.8	17.8	17.0
4.0	39.8	32.5	28.9	25.6	23.9	22.2	21.0	20.1
5.0	47.2	38.6	34.3	30.3	28.3	26.3	24.9	23.8
7.0	58.5	47.8	42.4	37.6	35.1	32.6	30.9	29.5
10.0	74.0	60.6	53.7	47.5	44.4	41.3	39.1	37.3
15.0	97.2	79.4	70.6	62.4	58.3	54.2	51.3	49.0
20.0	117.2	95.6	85.0	75.2	70.2	65.3	61.8	59.0
30.0	152.8	124.8	111.0	98.4	91.6	85.3	80.7	77.0

При числе рядов, меньшем 10, коэффициент конвекции меньше и составляет по отношению к цифрам табл. 5:

При 5 рядах . . . 95.8%
 " 4 " . . . 94.7
 " 3 " . . . 92.6
 " 2 " . . . 88.4

Таблица 6

Расчетные коэффициенты конвекции α_k для пучков в 10 и более рядов гладких труб, расположенных в шахматном порядке

$$\left(\text{по формуле: } \alpha_k = 7.64 \cdot \frac{v_0^{0.69}}{d^{0.31}} \right)$$

Ско- рость при 0° v_0	Диаметр труб в м							
	0.03	0.05	0.07	0.1	0.125	0.150	0.175	0.2
0.1	4.64	3.94	3.56	3.19	2.98	2.82	2.69	2.57
0.3	10.02	8.50	7.67	6.87	6.41	6.08	5.79	5.54
0.5	14.10	12.00	10.80	9.80	9.03	8.57	8.15	7.80
0.7	17.74	15.10	13.60	12.20	11.40	10.80	10.30	9.83
1.0	22.80	19.40	17.40	15.30	14.60	13.80	13.20	12.60
1.5	30.00	25.60	23.00	20.60	19.30	18.30	17.40	16.60
2.0	42.70	36.30	32.80	29.40	27.40	26.00	24.80	23.60
3.0	48.50	41.20	37.20	33.30	31.00	29.70	28.10	26.80
4.0	60.90	51.70	46.70	41.90	38.00	37.10	35.30	33.70
5.0	69.10	58.70	53.00	47.50	44.30	42.00	40.00	38.20
7.0	87.40	74.10	66.90	59.70	55.80	53.10	50.50	47.80
10.0	111.20	94.70	85.50	76.50	71.40	67.80	64.50	61.60
15.0	147.20	125.30	113.00	101.20	94.50	89.70	85.40	81.70
20.0	177.70	151.00	136.20	122.00	113.80	108.20	102.80	98.50
30.0	234.50	199.50	180.00	161.00	150.40	142.70	135.80	129.90

При числе рядов, меньшем 10, коэффициент конвекции меньше и составляет по отношению к цифрам табл. 6:

При 5 рядах . . .	91.6
" 4 " . . .	86.4
" 3 " . . .	79.8
" 2 " . . .	69.5

Данное явление находится в согласии с подмеченным нами фактом увеличения коэффициентов сопротивления, при увеличении числа рядов насадки регенератора, при переходе из одного ряда насадки в другой (см. главу IX). Как при увеличении числа рядов насадки, так и при увеличении числа рядов труб в пучке турбулентность увеличивается, а вместе с увеличением турбулентности увеличивается и коэффициент теплопередачи конвекцией.

На коэффициент конвекции оказывает сильное влияние степень завихренности потока, омывающего трубу. По наблюдениям Рейера, отдельная труба, помещенная в искусственно завихренный поток, показывает увеличение коэффициента конвекции при малых скоростях (около 2 м/сек) на 47%, при больших (5 м/сек) — на 55%. Все то, что способствует увеличению завихренности, вызывает увеличение теплопередачи конвекцией, особенно при высоких скоростях. Поэтому в пучке из нескольких рядов труб коэффициент конвекции больше, чем для одной трубы или для одного ряда труб, и при шахматном расположении больше, чем при последовательном. Шероховатость на поверхности труб при больших скоростях увеличивает теплопередачу, при малых действует или в меньшей степени, или даже в противоположном смысле; повидимому, при малых скоростях шероховатости способствуют увеличению пограничного ламинарного слоя, в котором теплопередача идет только путем теплопроводности газа.

Чем больше шероховатость, тем сильнее сказывается ее влияние. Так, в опытах Рейера небольшие канавки шириной в 0,2 мм при больших скоростях вызвали увеличение теплопередачи на 30%, если заусенцы по краям канавок были удалены; наличие же заусенцев увеличивало теплопередачу еще на 10%.

Лучеиспускание. Каждое нагретое тело посылает в пространство лучистую энергию; если данное тело имеет температуру ниже температуры окружающих тел, то оно воспринимает тепло, излучаемое окружающими телами, и нагревается.

Посылаемые лучи отличаются большим разнообразием длины волн — от долей микрона (световые лучи) до нескольких микрон (тепловые лучи).¹ Чем выше температура тела, тем большая доля посылаемой энергии приходится на лучи с короткими волнами и наоборот. При температурах, имеющих место в печах, почти вся энергия излучается в виде темных тепловых волн (инфракрасные лучи) длиной в 1—15 μ . При температуре солнца около половины энергии излучается в виде световых лучей, воспринимаемых глазом. Но и световые, и тепловые лучи, поглощаясь телами, нагревают их.

Полной гаммой излучения и поглощения тепла отличается так называемое абсолютно черное тело — идеальное тело, которое, имея температуру ниже окружающих тел, поглощает все падающие лучи с любой длиной волны, ничего не отражая; обратно, будучи нагрето выше окружающих предметов, оно посылает в окружающее пространство максимум энергии в виде волн всех длин.

Среди физических тел нет идеального „абсолютно черного тела“; физические тела посылают в пространство меньше лучистой теплоты, чем „абсолютно черное тело“; при облучении они поглощают не все

¹ 1 микрон (1μ) = 0.001 мм.

количество падающей на них энергии, но часть отражают; в отношении поглощения лучистой энергии они характеризуются „как серые тела“. Кроме того, многие тела отличаются „избирательным“, или „селективным“, лучеиспусканием. Лучи разных длин не одинаково посылаются и воспринимаются ими, волны некоторых длин совершенно не посылаются и не воспринимаются ими.

В качестве „абсолютно черного тела“, с которым сравнивается „степень черноты“ других тел, служит отверстие, ведущее в замкнутое полое пространство; площадь этого отверстия служит поверхностью „абсолютно черного тела“, так как лучи, проникающие через это отверстие в замкнутую полость, при многочисленных отражениях от внутренней поверхности в конце концов нацело поглощаются и из отверстия не выходят.

Теплоизлучение поверхностью. Излучение тепла поверхностью и, наоборот, поглощение лучистой энергии подчиняются закону Стефан-Больцмана:

$$Q_{\text{л}} = \sigma F \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right], \quad (32)$$

где $Q_{\text{л}}$ — количество тепла, излученного или поглощенного телом в 1 час;

F — поверхность тела, в м²;

T_1 — абсолютная температура поверхности тела, в °С;

T_2 — абсолютная температура окружающих предметов, в °С;

σ — константа лучеиспускания, равная для „абсолютно черного тела“ 4.96 ккал.; для физических тел константа σ имеет другую величину в зависимости от „степени черноты“ их.

В общих печных расчетах имеют значение некоторые нижеследующие константы σ (Шак, 1933, стр. 367—370).

Таблица 7

Константа лучеиспускания

Материал	Характер поверхности	Температура исследования °С	σ
Кирпич красный	Шероховатая	22	4.60
Известковый раствор	Шероховатая, белая	21—83	4.60
Огнеупорные кирпичи	Оплавленная	До 1100	3.5—4.3*
Железо	Окисленная, гладкая	130	3.80
»	»	530	4.12
»	Ржавая	20	3.40
»	Шероховатый или блестящий слой окиси; шероховатое литое железо	23—24	3.98—4.06
Чугун	Шероховатая, окисленная	—	4.81

* Чем выше температура, тем больше σ .

Приведенные в табл. 7 цифры являются „полными“ величинами констант лучеиспускания, т. е. соответствующими максимуму лучистого тепловыделения или теплопоглощения, который отвечает природе данного тела. Но, в зависимости от взаимного расположения теплоотдающих и тепловоспринимающих поверхностей, эти величины меняются.

При направлении лучей не перпендикулярно к поверхности, а под углом лучеиспускание пропорционально косинусу угла между направлением лучей и нормалью к поверхности (закон Ламберта).

Далее, как это часто бывает в печах, теплообмен лучеиспусканием происходит между двумя поверхностями, из которых одна, меньшая, F_1 , охватывается другой, большей, F_2 ; при этом лучеиспускание большей лимитируется лучеиспусканием меньшей. Теплообмен между меньшей (охватываемой) поверхностью F_1 , посылающей лучи на большую (охватывающую) F_2 , чрезвычайно сложен благодаря многочисленным отражениям лучей от поверхности F_2 и F_1 . В этом случае „действительная константа излучения“ внутренней поверхности F_1 будет меньше, чем для тела, не заключенного в другую поверхность, и выражается формулой (Яблонский и Шумилов, 1935, стр. 150):

$$\sigma_{1 \rightarrow 2} = \frac{1}{\frac{1}{\sigma_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{\sigma_2} - \frac{1}{\sigma_s} \right)}, \quad (33)$$

где F_1 — площадь внутренней излучающей поверхности, в м^2 ;

F_2 — площадь внешней охватывающей поверхности, в м^2 ;

σ_1 — полная величина константы излучения поверхности F_1 ;

σ_2 — полная величина константы излучения поверхности F_2 ;

σ_s — константа излучения абсолютно черного тела.

В тех случаях, когда охватывающая поверхность F_2 очень велика по сравнению с охватываемой поверхностью F_1 , дробь $\frac{F_1}{F_2}$ приближается к 0, и $\sigma_{1 \rightarrow 2}$ к σ_1 . Это, например, имеет место по отношению к внешней поверхности печей в цехах: их излучающая поверхность очень мала по сравнению с поверхностью стен цеха и окружающих предметов.

При расчетах теплопотерь печами через лучеиспускание можно принять среднюю константу для внешних поверхностей печей $\sigma = 4.0 - 3.8$.

Согласно закону Стефан-Больцмана, теплоизлучение возрастает в весьма сильной степени с повышением температуры. Параллельно этому возрастает с температурой и коэффициент лучеиспускания α_L , который, исходя из закона Стефан-Больцмана, выражается формулой:

$$\alpha_L = \frac{\sigma \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]}{T_1 - T_2}. \quad (34)$$

На основании этой формулы подсчитаны расчетные коэффициенты лучеиспускания для внешних поверхностей печей при температуре наружных предметов 0° и $C=4.0$.

Таблица 8

Расчетные коэффициенты лучеиспускания α_L свободными поверхностями при $C = 4.0$

t	α_L	t	α_L	t	α_L
25°	3.70	250°	11.10	700°	50.74
50	4.27	300	13.54	800	66.50
100	5.60	400	19.95	900	84.20
150	7.18	500	28.50	1000	105.20
				1200	153.30
200	8.92	600	38.22	1500	266.00

Теплоизлучение газов. Газы, подобно поверхностям твердых и жидких тел, излучают и поглощают тепло; но эта теплопередача идет не по закону Стефан-Больцмана. Здесь нет зависимости от разности четвертых степеней температур.

Излучение и поглощение идут во всей толще слоя газа, от каждой его молекулы. Поэтому чем толще слой, тем больше количество излучаемого тепла. Но здесь нет прямой пропорциональности. Лучи, идущие от глубоко в толще газа лежащих молекул,

встречая на своем пути более холодные молекулы, отчасти поглощаются ими, отчасти отражаются, и дальше проходит уже уменьшенное количество энергии. Таким образом, чем толще слой газа, тем меньшее количество энергии от глубинных молекул доходит до границ слоя; при некоторых данных условиях должен иметься предел, за которым увеличение толщины слоя не сопровождается увеличением посылаемой лучистой энергии.

Разные газы обладают различной интенсивностью лучеиспускания. Воздух и азот практически теплопрозрачны. В печных газах значительной способностью лучеиспускания обладают углекислый газ и пары воды. Аналитические расчеты лучеиспускания газами очень сложны (Shack, 1924 и 1925). Шак (1933, стр. 201—206) дает графики, весьма облегчающие эти расчеты.

$$c = p \cdot s$$

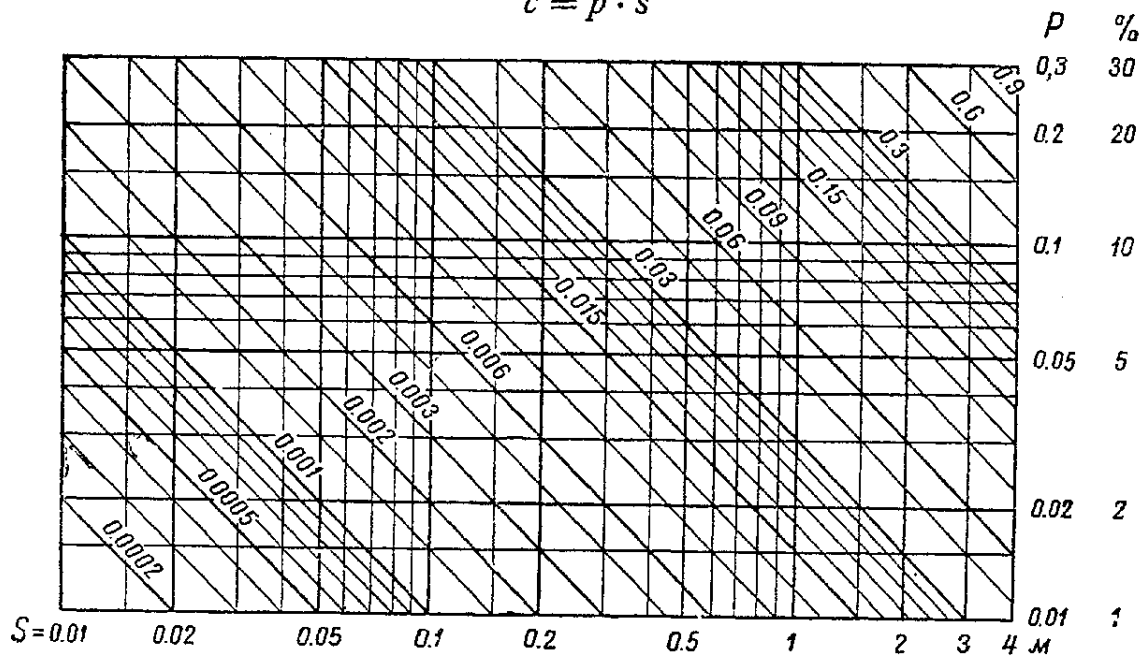


Рис. 6. График произведения парциального давления p (в долях общего давления газа) на толщину слоя газа s м; $c = p \cdot s$.

Два дымовых газа одной и той же толщины слоя, но с разным содержанием углекислого газа и водяных паров будут лучеиспускать различно, в зависимости от объема, занимаемого этими составными частями в смеси. Если обозначим парциальное давление CO_2 или H_2O через p , толщину слоя смеси через s (в метрах), то лучеиспускание слоя газа, зависящее от содержания лучеиспускающих составных частей смеси — от углекислоты или водяных паров, зависит от фактора c , равного произведению из парциального давления их на толщину слоя дымового газа:

$$c = p \cdot s.$$

Диаграммы Шака дают количество тепла, которое слой раскаленной смеси газа, характеризующийся определенным c , при данной температуре посылает к прилегающей более холодной стенке. Пограничный слой газа, непосредственно примыкающий к стенке, имеет приблизительно ее температуру и, обратно, излучает то количество тепла, которое соответствует этой температуре. Стенка получает разность между тем, что посылает вся толща газа, и тем, что обратно отсылает приграничный слой, имеющий такую же температуру, как и стенка. Если бы стенка имела такую же константу излучения как „абсолютно

черное тело" — 4.96, то она поглощала бы всю эту разность. В действительности эту разность надо помножить на дробь, выражающую отношение между константой лучеиспускания данной поверхности и константой „абсолютно черного тела“ σ_0 . Для огнеупорных печных стен σ можно принять равной 3.9; следовательно, это отношение будет $3.9 : 4.96 = 0.786$. Если слой, имеющий среднюю температуру t_1 , посылает Q_{t_1} ккал, а пограничный слой, имеющий температуру стенки t_2 , возвращает Q_{t_2} ккал, то стенка получает от газа лучеиспусканием:

$$Q_{ст} = 0.786 (Q_{t_1} - Q_{t_2}). \quad (35)$$

На основании графиков Шака составлены табл. 9 и 10 лучеиспускания углекислого газа и паров воды, при разных температурах и разных $c = p \cdot s$, а также график (рис. 6).

Таблица 9

Лучеиспускание углекислого газа на 1 м² „абсолютно черного тела“ при температуре поверхности $t = 0^\circ$

$c = p \cdot s$ t газа	0.001	0.002	0.004	0.007	0.01	0.03	0.05	0.1	0.2	0.3	0.7
200°	80	110	150	170	200	220	245	280	320	340	350
300	200	280	375	420	500	570	620	725	800	820	850
400	400	560	750	785	900	1 050	1 130	1 310	1 460	1 500	1 560
500	540	750	1 000	1 100	1 200	1 400	1 500	1 750	1 950	2 000	2 030
600	860	1 150	1 500	1 650	1 800	2 200	2 400	2 800	3 100	3 200	3 240
700	1 300	1 800	2 200	2 500	2 700	3 300	3 700	4 100	4 600	4 900	5 100
800	1 900	2 600	3 100	3 500	3 700	4 600	5 100	5 800	6 500	7 000	7 300
900	2 500	3 300	4 000	4 500	4 800	5 600	6 800	7 800	8 700	9 400	1 000
1 000	3 100	4 250	5 200	5 800	6 100	7 700	8 600	10 200	11 600	12 500	1 300
1 100	3 900	5 200	5 900	7 150	7 500	9 600	10 800	12 800	14 600	15 600	16 900
1 200	4 750	6 400	7 700	8 600	9 150	11 800	13 400	16 000	18 500	19 900	21 200
1 300	5 700	7 600	9 200	10 200	10 800	14 100	16 000	19 300	22 500	24 100	26 000
1 400	6 500	8 700	10 700	11 900	12 700	16 500	18 900	23 000	26 800	28 900	31 200
1 500	7 500	10 100	12 300	13 750	14 600	19 250	22 100	26 800	32 000	34 100	36 500
1 600	8 500	11 900	13 900	15 700	16 650	22 000	25 500	31 000	37 000	39 800	42 800
1 700	9 600	13 000	15 900	17 700	19 000	25 500	29 300	36 000	42 700	46 000	50 000
1 800	11 000	14 750	18 000	20 100	21 500	28 500	33 000	41 000	49 000	52 700	57 100

Таблица 10

Лучеиспускание паров воды на 1 м² поверхности „абсолютно черного тела“ при температуре ее $t = 0^\circ$

$c = p \cdot s$ t газа	0.001	0.002	0.004	0.007	0.01	0.03	0.05	0.1	0.2	0.3	0.7
200°	12	24	48	80	120	320	440	670	820	900	1 000
300	25	50	100	175	250	650	900	1 350	1 650	2 000	2 500
400	50	100	200	350	500	1 300	1 800	2 700	3 300	4 000	5 000
500	90	180	360	600	700	2 000	2 800	4 500	6 000	7 000	9 000
600	120	240	470	800	1 100	2 800	4 200	7 000	9 000	11 000	13 000
700	160	320	650	1 100	1 600	4 100	5 800	10 000	13 000	16 000	20 000
800	210	420	880	1 500	2 100	5 600	8 000	13 000	18 000	22 000	28 000
900	280	550	1 100	1 900	2 700	7 100	10 600	17 000	25 000	30 000	38 000
1 000	350	700	1 400	2 400	3 400	9 000	13 500	22 000	33 000	39 000	50 000
1 100	450	900	1 800	3 050	4 100	11 300	17 000	28 000	42 000	50 000	63 000
1 200	550	1 100	2 200	3 700	5 050	13 700	20 600	34 000	52 000	62 000	80 000
1 300	660	1 300	2 600	4 350	6 000	16 400	24 800	42 000	62 000	75 000	97 000
1 400	770	1 550	3 100	5 150	7 300	19 100	30 000	50 000	75 000	90 000	117 000
1 500	880	1 750	3 500	6 000	8 300	22 500	34 000	58 000	87 000	106 000	137 000
1 600	1 000	2 000	4 000	6 850	9 600	26 000	40 000	67 000	102 000	122 000	158 000
1 700	1 150	2 300	4 600	7 750	10 700	29 000	45 000	76 000	111 000	140 000	182 000
1 800	1 300	2 600	5 200	8 700	12 200	33 000	51 000	86 000	132 000	160 000	206 000

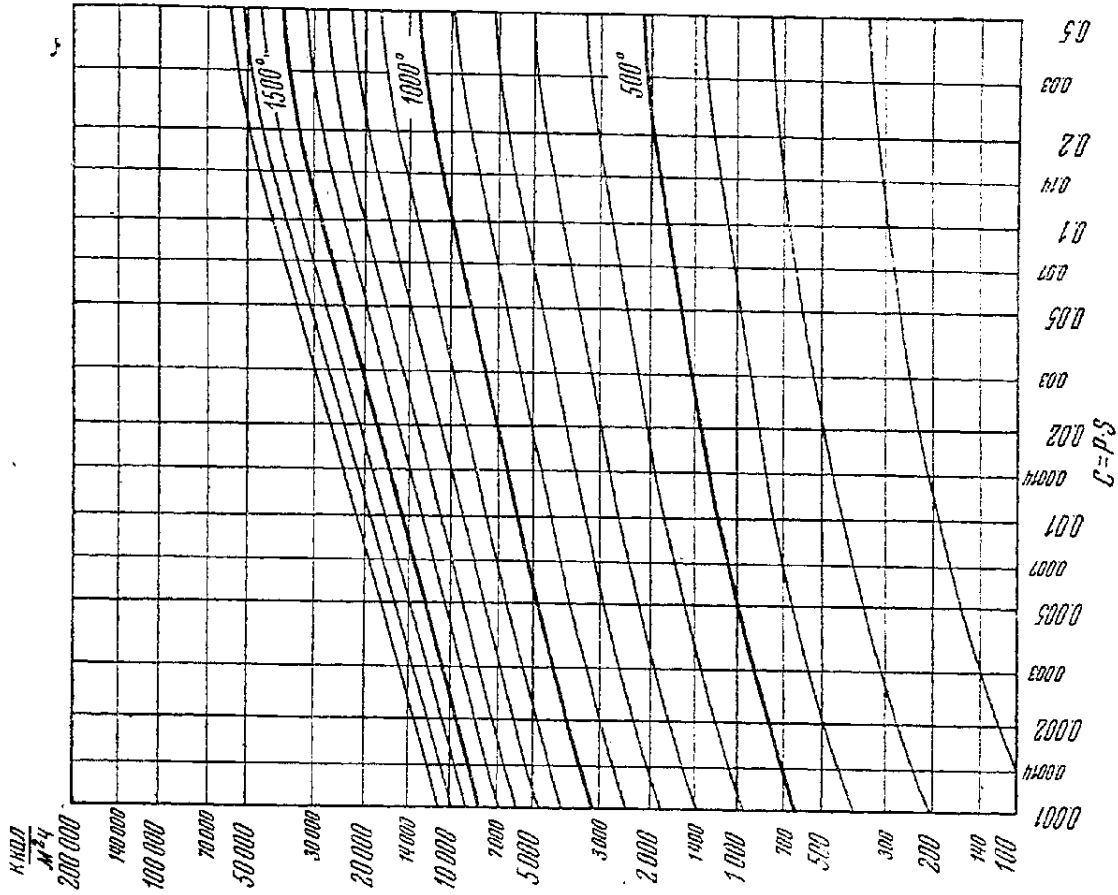


Рис. 8. Лучеиспускание CO₂.

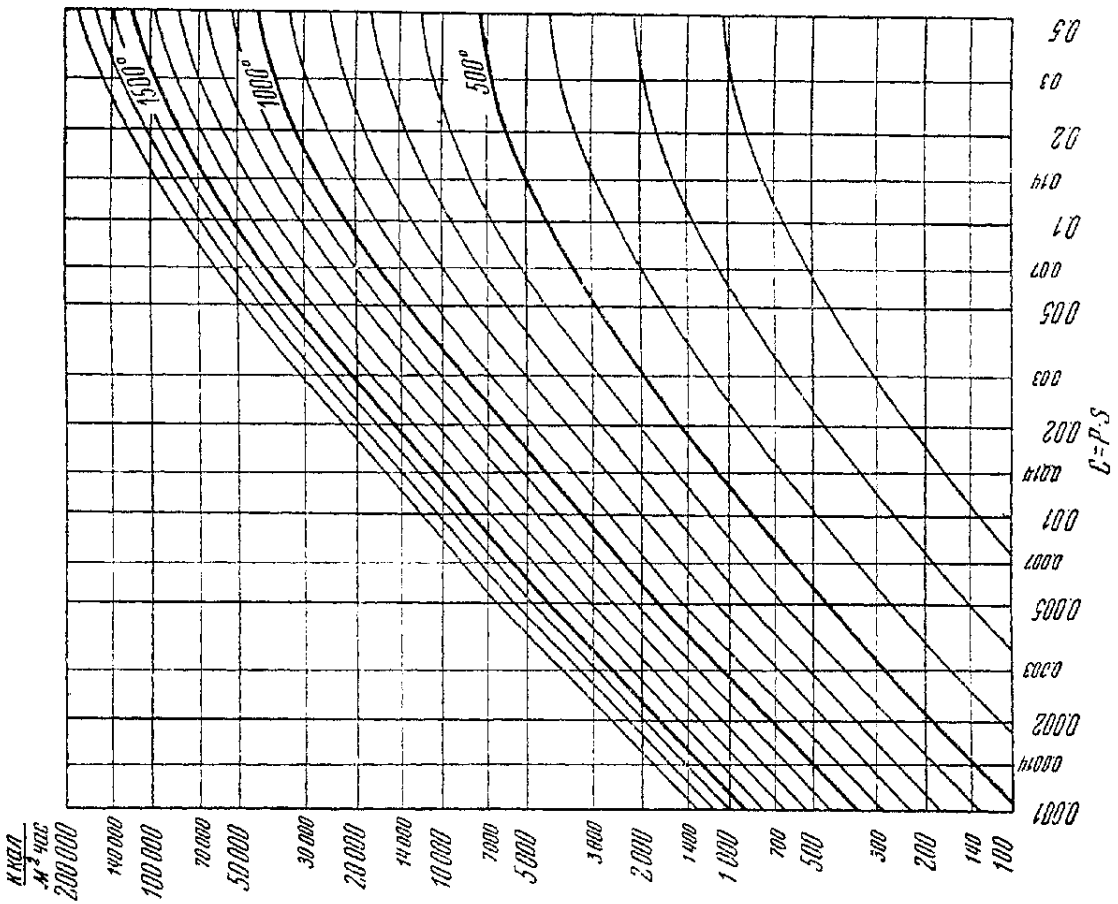


Рис. 7. Лучеиспускание паров H₂O.

Данные графиков Шака мы нанесли на логарифмические сетки (рис. 7 и 8). Из полученных кривых весьма наглядно явствует следующее:

1. При малых величинах $c = p \cdot s$ теплоизлучение углекислого газа в несколько раз выше теплоизлучения паров воды для одной и той же температуры и для одного и того же $p \cdot s$.

2. При больших величинах того же фактора теплоизлучение водяных паров в несколько раз выше теплоизлучения углекислоты для той же температуры и того же $p \cdot s$.

3. При $p \cdot s$ около 0.02 теплоизлучение обоих газов приблизительно одинаково.

4. Кривые для углекислоты идут значительно отложе, чем кривые водяного пара на логарифмических сетках одного и того же масштаба.

5. Совокупность этих явлений говорит о том, что молекулы углекислоты отличаются бóльшим лучеиспусканием, чем молекулы водяного пара, но углекислый газ менее теплопрозрачен, чем водяной пар, и потому теплота, посылаемая молекулами углекислоты из глубоких слоев газа, более поглощается толщей газа, чем теплота, посылаемая молекулами водяного пара.

6. Чем толще слой пламени, тем больше он излучает тепла; но вообще с увеличением толщины слоя лучеиспускание увеличивается не пропорционально увеличению толщины слоя, а отставая от этого увеличения. При этом лучеиспускание углекислоты отстает от увеличения толщины слоя (или, что то же, от увеличения $c = p \cdot s$) сильнее, чем лучеиспускание водяных паров.

7. В случае топлива, дающего продукты горения с большим содержанием паров воды, увеличение высоты сводов более эффективно для теплопередачи, чем при топливе, в продуктах горения которого содержится мало водяных паров и много углекислоты.

В. Хейлигенштадт (1937, стр. 81) дает следующие таблицы (табл. 11, 12 и 13) для лучеиспускания продуктов горения генераторного, коксового и доменного газов, протекающих по каналам. Цифры даны для горения с теоретическим расходом воздуха. При избытке воздуха эти цифры должны быть соответственно уменьшены: если в газах содержится $a\%$ избыточного воздуха, то цифру таблицы надо помножить на отношение $\frac{100 - a}{100}$.

Таблица 11

Лучеиспускание продуктов горения (дыма) генераторного газа на 1 м^2 „абсолютно черного тела“ при температуре поверхности $t = 0^\circ$

Температура продуктов горения t	Толщина слоя газового потока * в мм										
	25	50	75	100	150	200	300	400	600	800	1000
200°	120	180	230	290	390	480	640	750	920	1 070	1 190
400	520	700	850	1 010	1 290	1 530	1 960	2 320	2 900	3 340	3 670
600	1 440	1 860	2 220	2 550	3 130	3 690	4 670	5 560	7 200	8 100	8 950
800	2 930	3 760	4 450	5 070	6 280	7 340	9 320	11 150	14 080	16 400	18 270
1 000	4 880	6 270	7 460	8 560	10 610	12 510	15 860	19 000	24 050	28 400	31 500
1 200	7 350	9 510	11 370	13 050	16 290	19 250	24 650	29 500	37 300	43 800	49 300
1 400	10 170	13 230	15 900	18 370	23 000	27 200	34 700	42 100	53 600	53 100	71 000
1 600	13 400	17 500	21 000	24 400	31 000	36 400	46 900	56 300	71 900	85 100	96 200
1 800	17 200	22 600	27 300	31 700	39 900	47 400	58 800	70 600	91 400	110 300	125 200

* Например, высота топочного пространства или ширина канала.

Таблица 12

Лучеиспускание продуктов горения (дыма) коксовального газа на 1 м^2 „абсолютно черного тела“ при температуре поверхности $t = 0^\circ$

Температура продуктов горения t	Толщина слоя газового потока * в мм										
	25	50	75	100	150	200	300	400	600	800	1000
200°	170	290	400	480	620	730	900	1 050	1 180	1 290	1 380
400	610	1 000	1 300	1 520	1 930	2 270	2 780	3 220	3 740	4 190	4 550
600	1 570	2 450	3 060	3 620	4 590	5 380	6 660	7 750	9 180	10 440	11 490
800	3 270	4 840	6 100	7 120	9 080	10 610	13 270	15 520	18 670	21 460	23 760
1 000	5 150	7 990	10 190	11 690	15 160	18 010	22 790	26 610	32 810	37 550	41 590
1 200	7 980	12 070	15 380	17 750	23 090	27 320	34 470	41 200	50 750	59 000	65 900
1 400	10 770	16 800	21 600	24 900	32 600	38 800	49 400	59 000	73 100	85 400	95 900
1 600	15 200	22 200	28 400	33 000	43 200	51 400	66 200	79 500	98 800	115 700	129 900
1 800	18 100	28 400	36 800	42 500	54 700	65 700	85 200	102 700	126 800	148 700	167 000

* Например, высота топочного пространства или ширина канала.

Таблица 13

Лучеиспускание продуктов горения (дыма) доменного газа на 1 м^2 „абсолютно черного тела“ при температуре поверхности $t = 0^\circ$

Температура продуктов горения t	Толщина слоя газового потока * в мм										
	25	50	75	100	150	200	300	400	600	800	900
200°	100	140	180	220	240	350	460	660	730	840	920
400	490	600	710	800	1 000	1 180	1 530	1 800	2 280	2 600	2 860
600	1 370	1 670	1 900	2 120	2 560	2 990	3 760	4 440	5 520	6 290	6 950
800	2 840	3 430	3 880	4 320	5 180	6 030	7 640	8 990	11 190	12 890	14 250
1 000	4 770	5 750	6 590	7 370	8 870	10 320	13 070	15 290	19 250	22 100	24 470
1 200	7 190	8 780	10 090	11 310	13 750	16 080	20 550	24 070	30 100	34 600	38 300
1 400	9 930	12 170	14 200	15 930	19 400	22 670	29 100	34 600	43 000	49 900	55 300
1 600	13 100	15 200	18 900	21 500	26 300	31 106	39 400	46 300	58 100	67 100	74 400
1 800	16 800	20 900	24 600	27 700	34 000	39 300	49 700	59 000	76 800	86 500	95 800

* Например, высота топочного пространства или ширина канала.

В таблицах Хейлигенштадта, так же как и в наших табл. 9 и 10, константа лучеиспускания поверхности, на которую падают лучи из продуктов горения, есть константа „абсолютно черного тела“, т. е. $\sigma = 4.96$. Цифры таблиц суммарные для углекислого газа и паров воды.

Лучеиспускание внутри печных полостей идет весьма сложными путями. Наиболее простым случаем будет канал, по которому идут горячие продукты горения. Если принять температуру поверхности стенки одинаковой по ее периферии, то лучеиспускание от поверхности к поверхности в расчетах не будет иметь места, так как при равенстве температур между поверхностями не будет теплообмена лучеиспусканием. В этом случае теплообмен лучеиспусканием будет происходить только между газом и стенкой. И в этом простейшем случае дело усложняется тем, что температура газа в разных точках одного и того же сечения не одинакова: в середине — выше, к стенкам канала — ниже. Для расчетов принимают среднюю температуру газа по всему сечению.

Таблица 14

Фактор $c = p \cdot s$ для среднего состава продуктов горения при разной толщине слоя
Углекислый газ

Название топлива	Избыток воздуха %	CO ₂ %	Толщина слоя продуктов горения s, в м								
			1.0	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2
Древесина (около 20% влажности)	50	11.8	0.118	0.105	0.095	0.083	0.071	0.059	0.047	0.035	0.024
То же	100	9.2	0.092	0.083	0.074	0.064	0.055	0.046	0.037	0.028	0.018
Торф (около 40% влажности)	50	11.0	0.110	0.099	0.088	0.077	0.066	0.055	0.044	0.033	0.022
То же	100	8.5	0.085	0.076	0.068	0.059	0.051	0.042	0.034	0.025	0.017
Бурый уголь (около 20% влажности)	50	11.2	0.112	0.101	0.090	0.078	0.067	0.056	0.045	0.034	0.022
То же	100	8.6	0.086	0.077	0.069	0.060	0.052	0.043	0.034	0.026	0.017
Каменный уголь	50	11.8	0.118	0.106	0.095	0.083	0.071	0.059	0.047	0.035	0.024
То же	100	9.0	0.090	0.081	0.072	0.063	0.054	0.045	0.036	0.027	0.018
Антрацит	50	12.7	0.127	0.114	0.102	0.089	0.076	0.063	0.051	0.038	0.025
То же	100	9.6	0.096	0.086	0.077	0.067	0.058	0.048	0.038	0.029	0.019
Нефть	20	12.0	1.120	0.108	0.096	0.084	0.072	0.060	0.048	0.036	0.024
Доменный газ	20	25.0	0.250	0.225	0.200	0.175	0.150	0.125	0.100	0.075	0.050
Генераторный газ	20	15.0	0.150	0.135	0.120	0.105	0.090	0.075	0.060	0.045	0.030
Коксовальный газ	20	6.8	0.068	0.061	0.054	0.048	0.041	0.034	0.027	0.020	0.014
Водяной газ	20	14.4	0.144	0.130	0.115	0.101	0.087	0.072	0.058	0.043	0.029
Природный газ	20	8.0	0.080	0.072	0.064	0.056	0.048	0.040	0.032	0.024	0.016

Таблица 15

Фактор $c = p \cdot s$ для среднего состава продуктов горения при разной толщине слоя
Пары воды

Название топлива	Избыток воздуха %	H ₂ O %	Толщина слоя продуктов горения s, в м								
			1.0	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2
Древесина (около 20% влажности)	50	12.6	0.126	0.113	0.101	0.088	0.076	0.063	0.050	0.038	0.025
То же	100	9.7	0.097	0.087	0.078	0.068	0.059	0.049	0.039	0.029	0.019
Торф (около 40% влажности)	50	15.3	0.153	0.138	0.122	0.107	0.092	0.077	0.061	0.044	0.031
То же	100	12.0	0.120	0.108	0.096	0.084	0.072	0.060	0.048	0.036	0.024
Бурый уголь (около 20% влажности)	50	8.4	0.084	0.075	0.067	0.059	0.050	0.042	0.034	0.025	0.017
То же	100	6.4	0.064	0.058	0.051	0.045	0.038	0.032	0.026	0.019	0.013
Каменный уголь	50	5.1	0.051	0.046	0.041	0.036	0.031	0.026	0.020	0.015	0.010
То же	100	3.8	0.038	0.034	0.030	0.027	0.023	0.019	0.015	0.011	0.007
Антрацит	50	2.4	0.024	0.022	0.019	0.017	0.014	0.012	0.010	0.007	0.005
То же	100	1.8	0.018	0.016	0.014	0.013	0.011	0.009	0.008	0.006	0.004
Нефть	20	10.5	0.105	0.095	0.084	0.074	0.063	0.053	0.042	0.032	0.021
Доменный газ	20	1.2	0.012	0.011	0.010	0.008	0.007	0.006	0.005	0.004	0.002
Генераторный газ	20	9.8	0.098	0.088	0.079	0.069	0.059	0.049	0.039	0.029	0.020
Коксовальный газ	20	19.2	0.192	0.173	0.153	0.134	0.115	0.096	0.077	0.058	0.038
Природный газ	20	16.0	0.100	0.144	0.128	0.112	0.096	0.080	0.064	0.048	0.032

Много более сложно лучеиспускание в рабочем пространстве печи, где лучеиспускание идет и между отдельными поверхностями, и между газами и поверхностями.¹ Отдельные части поверхностей подости печного пространства имеют неодинаковую температуру—между ними идет внутренний теплообмен; температура газов в печи очень неодинакова—температура факела пламени может на несколько сот градусов превышать температуру соседних участков; в отдельных участках температура газов значительно снижается посторонними факторами, например засасыванием воздуха через отверстия и неплотности в стенках печи. Все это заставляет при расчетах лучеиспускания в печах прибегать к некоторым грубым приближениям. В качестве такого приближения можно принять, что лучеиспускание к внутренним поверхностям печи идет только от газа, при средней температуре газа в данном месте.

Процесс передачи тепла лучеиспусканием усложняется еще лучеиспусканием светящегося пламени.

Светящееся пламя. Мельчайшие частицы сажи в светящемся пламени чрезвычайно усиливают передачу тепла лучеиспусканием. Взвешенные в пламени частички сажи, принимающие температуру газа, имеют огромную поверхность излучения, о чем может дать понятие нижеследующий весьма приближенный расчет.

Частички сажи, образующиеся при разложении углеводородов, имеют около 0.3μ или 3×10^{-5} см в поперечнике. Если бы частицы были шарообразной формы, то поверхность одной частицы была бы $\pi d^2 = 28.2 \times 10^{-10}$ см². Объем одной частицы равен $1/6 \pi d^3 = 14.1 \times 10^{-15}$ см³. Если принять, что удельный вес частиц сажи приближается к удельному весу углерода в виде графита (около 2), то вес одной частицы будет:

$$2 \times 14.1 \times 10^{-15} \text{ г.}$$

Сообразно этому на каждый 1 г содержания сажи в 1 м³ пламени будет приходиться число частиц сажи:

$$1 : (2 \times 14.1 \times 10^{-15}) = 0.035 \times 10^{15}.$$

Соответствующая суммарная поверхность всех этих частиц будет:

$$(28.2 \times 10^{-10}) \times (0.035 \times 10^{15}) = 0.99 \times 10^5 \text{ см}^2 = 9.9 \text{ м}^2.$$

Если даже учесть, что частицы сажи, благодаря своим небольшим размерам, отличаются значительной прозрачностью (отдельная частица отражает лишь около 5% падающей на нее энергии, остальные 95% проходят через нее), — все-таки лучеиспускание содержащего сажу светящегося пламени очень велико.

К сожалению, еще не имеется способов заранее рассчитывать лучеиспускание сажи, хотя бы с такой степенью достоверности, как это разработано уже для лучеиспускания углекислоты и водяных паров.

Расчетные коэффициенты лучеиспускания газов. При расчете теплопотерь через стены печи необходимо знать коэффициент лучеиспускания от газа к поверхности стены. Чтобы определить коэффициент лучеиспускания газов, надо количество тепла, излучаемое газом на поверхность и выражающееся формулой

$$Q_{\text{ст}} = 0.786 (Q_{t_1} - Q_{t_2}), \quad (35)$$

¹ Вопрос о распределении лучистой теплоты в топочном пространстве подвергнут математическому исследованию в диссертации Г. Л. Поляк (Энергетический институт А. Н., 1939 г.) „Теория лучистого теплообмена“.

разделить на разность температур — средней температуры газа t_1 и температуры стены t_2 :

$$\alpha_n = \frac{0.786 (Q_{t_1} - Q_{t_2})}{t_1 - t_2} \quad (36)$$

При большом числе факторов, влияющих на лучеиспускание пламени (температура, толщина слоя, процентное содержание CO_2 , H_2O и избыточного воздуха), коэффициенты лучеиспускания являются результатом огромного количества комбинаций, и дать исчерпывающую таблицу для этих коэффициентов невозможно. В тех случаях, когда желательно иметь этот коэффициент с возможной точностью, его надо высчитывать для каждого случая отдельно. Так дело обстоит, когда

Таблица 16

Средние коэффициенты лучеиспускания α_n продуктов горения различных топлив

Название топлива и температура продуктов горения °С	Влажность топлива %	Избыток воздуха %	Толщина слоя продуктов горения s, в м					
			2	1	0.5	0.2	0.1	
Молодое топливо— дерево, торф, бурый уголь	20	50	1800°	163	120	80	43	30
			1200	110	70	50	30	22
			600	32	29	18	11	8
			300	12	9	6.5	4	2.7
Каменный уголь	3	50	1800°	130	90	61	37	26
			1200	85	55	38	25	17
			600	29	20	14	9	6
			300	10	7	5.4	3.5	2.5
Антрацит	2	50	1800°	92	69	47	31	23
			1200	61	42	32	20	16
			600	20	15	11	7.4	6
			300	7	5.5	4.5	3.0	2.1
Нефть	—	20	1800°	171	123	81	45	32
			1200	113	83	50	30	23
			600	33	26	19	12	8
			300	11	8.6	6	4	2.7
Коксовальный во- дяной газ	—	20	1800°	205	155	102	56	35
			1200	142	98	62	36	24
			600	57	37	28	13	8
			300	15	13	10	5	3.7
Генераторный газ	—	20	1800°	130	89	63	37	26
			1200	83	60	39	26	17
			600	29	21	14	9	6
			300	10	8	5	3.6	2.5
Доменный газ	—	20	1800°	79	66	50	36	25
			1200	49	43	31	22	15
			600	15	12	9	6	4
			300	5.5	5	4	3	2.2

тепловое сопротивление стенки мало по сравнению с тепловым сопротивлением перехода тепла от газа к поверхности, например, при теплопереходе через тонкую металлическую стенку. Можно составить таблицу средних коэффициентов лучеиспускания газа на поверхность только для тех случаев, где другие сопротивления теплопрохождения в несколько раз превышают сопротивление при передаче тепла лучеиспусканием. Так дело обстоит, когда тепло передается через стенку из кирпича, где сопротивление при передаче тепла теплопроводностью $\frac{s}{\lambda}$ [в ф-ле (7)] во много раз превосходит сопротивление $\frac{1}{\alpha_{\text{л}}}$. Для таких случаев мы даем таблицу средних коэффициентов; необходимо все-таки иметь в виду, что от этих средних величин в отдельных случаях возможны большие отклонения.

Рассмотрение цифр табл. 16 дает объяснение, почему нефть, коксовальный и водяной газ являются излюбленными топливами особенно там, где требуется непосредственный обогрев, не через промежуточную стенку: высокий коэффициент лучеиспускания, особенно в печах с высоким сводом, дает интенсивный нагрев поверхности обрабатываемой садки. Это благоприятное обстоятельство усиливается еще тем, что эти топлива богаты водородом; следовательно, продукты их горения содержат много водяных паров, а это, как мы видим, позволяет значительно усилить лучеиспускание устройством высоких сводов.

Расход тепла через стены при установившемся режиме

При прохождении от одной среды к другой через стенку тепло преодолевает три сопротивления: 1) при переходе тепла от более нагретой среды к поверхности стенки путем лучеиспускания и конвекции; 2) при прохождении от более нагретой поверхности стенки к менее нагретой благодаря теплопроводности и 3) при переходе тепла от поверхности стенки к менее нагретой среде путем теплопередачи конвекцией и лучеиспусканием.

В формуле общего коэффициента теплопрохождения через стену (7) знаменатель представляет собой сумму коэффициентов сопротивления при прохождении тепла через данную стенку, состоящую из трех величин:

1. Коэффициент сопротивления при переходе тепла от горячей среды к внутренней поверхности стенки:

$$\frac{1}{\alpha_{\text{л}}^{\text{вн}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{вн}}} \quad (37)$$

2. Коэффициент сопротивления при прохождении тепла через самую стенку:

$$\frac{s}{\lambda} \quad (38)$$

3. Коэффициент сопротивления при переходе тепла от наружной поверхности стенки к окружающей среде:

$$\frac{1}{\alpha_{\text{л}}^{\text{нар}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{нар}}} \quad (39)$$

На величину общего коэффициента теплопрохождения

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{л}}^{\text{вн}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{вн}}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{\text{л}}^{\text{нар}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{нар}}}} \quad (7, 40)$$

эти коэффициенты сопротивления влияют различно: одни больше, другие меньше, одни очень сильно, другие могут иметь ничтожное значение. Для толстой кирпичной стенки величина $\frac{S}{\lambda}$ сильно превалирует над коэффициентами сопротивления при лучеиспускании и теплопроводности и является главным определяющим фактором для величины k ; значение же двух других факторов второстепенное. Для очень тонкой металлической стенки влияние $\frac{S}{\lambda}$ исчезающе мало, и теплопрохождение определяется почти исключительно двумя другими факторами. В случае парового котла с нефутерованной голой поверхностью, с интенсивной циркуляцией воды, в дымоходах, где нет непосредственного лучеиспускания от раскаленного топлива для свтящегося пламени, при огромном коэффициенте конвекции движущейся воды, сопротивление со стороны воды ничтожно, и практически сильно превалирующее значение имеет сопротивление со стороны топочных газов.

В табл. 17 и 18 даны величины коэффициентов сопротивлений для разных случаев.

Общий коэффициент теплопрохождения k [ф-лы (7) и (40)] получается из комбинации чрезвычайно большого разнообразия цифр тепловых сопротивлений.

В среднем для промышленных печей можно ориентировочно принять такие коэффициенты:

1. Со стороны горячих продуктов горения, для слоя их в 0.5—2 м, коэффициент лучеиспускания газов $\alpha_{\text{л}}$ (табл. 16) при 1200° равен 40—90 ккал, в среднем — около 65 ккал; при 600° $\alpha_{\text{л}}$ в среднем около 20 ккал; коэффициент конвекции $\alpha_{\text{к}}$ при средней скорости v_0 в 1—1.5 м/сек (табл. 3) равен от 9 до 11 ккал, в среднем — около 10 ккал. Сообразно этому коэффициент теплового сопротивления (табл. 17) при переходе тепла от продуктов горения к внутренней поверхности стены печи будет: 0.016 при $t_{\text{вн}} = 1200^\circ$ и 0.033 при $t_{\text{вн}} = 600^\circ$.

2. Коэффициент теплового сопротивления $\frac{S}{\lambda}$ при прохождении тепла через кладку печной стены при температуре газов в печи в 1200° и при средней температуре стены около 700° и $\lambda_{700} = 1.1$ (табл. 1) будет для разной толщины кладки:

$$\frac{S}{\lambda} = \begin{array}{ccc} S = 1 \text{ кирпич (250 мм)} & 2 \text{ кирпича (504 мм)} & 3 \text{ кирпича (760 мм)} \\ 0.23 & 0.46 & 0.69 \end{array}$$

При температуре газов в печи в 600° и при средней температуре стены около 350° и $\lambda_{350} = 0.95$ соответствующие коэффициенты теплового сопротивления будут:

$$\frac{S}{\lambda} = \begin{array}{ccc} S = 1 \text{ кирпич} & 2 \text{ кирпича} & 3 \text{ кирпича} \\ 0.26 & 0.53 & 0.8 \end{array}$$

3. Тепловое сопротивление при переходе тепла от печной стены в окружающее пространство будет находиться в зависимости от коэффициентов лучеиспускания и конвекции, которые в свою очередь зависят от температуры поверхности стены. Возьмем четыре возможные температуры поверхности: 300, 200, 100 и 75° и соответствующие коэффициенты по табл. 2 и 8:

при $\tau_{\text{нар}} = 300^\circ$	$\alpha_{\text{к}} = 9.1$	$\alpha_{\text{л}} = 13.54$	коэфф. теплового сопротивл. = 0.044
„ $\tau_{\text{нар}} = 200^\circ$	$\alpha_{\text{к}} = 7.8$	$\alpha_{\text{л}} = 8.92$	коэфф. теплового сопротивл. = 0.060
„ $\tau_{\text{нар}} = 100^\circ$	$\alpha_{\text{к}} = 6.3$	$\alpha_{\text{л}} = 5.60$	коэфф. теплового сопротивл. = 0.084
„ $\tau_{\text{нар}} = 75^\circ$	$\alpha_{\text{к}} = 5.8$	$\alpha_{\text{л}} = 4.90$	коэфф. теплового сопротивл. = 0.094

Таблица 17

Коэффициент теплового сопротивления при передаче тепла конвекцией
и лучеиспусканием $\frac{1}{\alpha_k + \alpha_x}$

$\alpha_k \backslash \alpha_l$	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	20	50	100
0	∞	10	0.50	0.33	0.25	0.20	0.17	0.14	0.13	0.11	0.10	0.050	0.020	0.010
1	1.00	0.50	0.33	0.25	0.20	0.17	0.14	0.13	0.11	0.10	0.09	0.048	0.020	0.010
2	0.50	0.33	0.25	0.02	0.17	0.14	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.045	0.019	0.010
3	0.33	0.25	0.02	0.17	0.14	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.08	0.044	0.019	0.010
4	0.25	0.02	0.17	0.14	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.042	0.019	0.010
5	0.02	0.17	0.14	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.08	0.08	0.07	0.038	0.018	0.010
6	0.17	0.14	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.038	0.018	0.009
7	0.14	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.037	0.018	0.009
8	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.036	0.017	0.009
9	0.11	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.034	0.017	0.009
10	0.10	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.06	0.06	0.06	0.05	0.05	0.033	0.017	0.009
20	0.05	0.48	0.045	0.044	0.043	0.04	0.038	0.037	0.036	0.034	0.033	0.025	0.014	0.008
50	0.02	0.02	0.019	0.019	0.018	0.018	0.018	0.018	0.017	0.017	0.017	0.014	0.010	0.007
100	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.009	0.009	0.009	0.009	0.009	0.008	0.007	0.005

Таблица 18

Коэффициент теплового сопротивления при передаче тепла теплопроводностью $\frac{S}{\lambda}$

$\lambda \backslash S$	0.1	0.15	0.2	0.25	0.3	0.35	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
0.05	2.00	3.00	4.00	5.00	6.00	7.00	8.00	10.00	12.00	14.00	16.00	18.00	20.00
0.1	1.00	1.50	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00	5.00	6.00	7.00	8.00	9.00	10.00
0.15	0.67	1.00	1.33	1.67	2.00	2.34	2.66	3.34	4.00	4.67	5.33	6.00	6.67
0.2	0.50	0.75	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.50	3.00	3.50	4.00	4.50	5.00
0.3	0.33	0.50	0.67	0.83	1.00	1.17	1.33	1.67	2.00	2.34	2.66	3.00	3.33
0.4	0.25	0.38	0.50	0.63	0.75	0.88	1.00	1.25	1.50	1.75	2.00	2.25	2.50
0.5	0.20	0.30	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	1.00	1.20	1.40	1.60	1.80	2.00
0.6	0.17	0.25	0.33	0.42	0.50	0.58	0.67	0.83	1.00	1.17	1.33	1.50	1.67
0.7	0.14	0.21	0.29	0.36	0.43	0.50	0.57	0.71	0.86	1.00	1.14	1.28	1.43
0.8	0.13	0.19	0.25	0.31	0.38	0.44	0.50	0.62	0.75	0.88	1.00	1.12	1.25
0.9	0.11	0.17	0.22	0.28	0.33	0.39	0.44	0.56	0.67	0.78	0.89	1.00	1.11
1.0	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00
1.1	0.09	0.14	0.18	0.23	0.27	0.32	0.36	0.45	0.55	0.64	0.73	0.82	0.91
1.2	0.08	0.13	0.17	0.21	0.25	0.29	0.33	0.42	0.50	0.58	0.67	0.75	0.84
1.3	0.08	0.12	0.15	0.19	0.23	0.27	0.31	0.38	0.46	0.54	0.62	0.69	0.77
1.4	0.07	0.11	0.14	0.18	0.21	0.25	0.29	0.36	0.43	0.50	0.57	0.64	0.71
1.5	0.07	0.10	0.13	0.17	0.20	0.23	0.27	0.33	0.40	0.47	0.53	0.60	0.67
1.6	0.06	0.09	0.13	0.16	0.19	0.22	0.25	0.31	0.38	0.44	0.50	0.56	0.63
1.7	0.06	0.09	0.12	0.15	0.18	0.21	0.24	0.28	0.35	0.41	0.47	0.53	0.59
1.8	0.055	0.08	0.11	0.14	0.17	0.19	0.22	0.28	0.33	0.39	0.45	0.50	0.56
2.0	0.05	0.075	0.10	0.13	0.15	0.18	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40	0.45	0.50
2.5	0.04	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.20	0.24	0.28	0.32	0.36	0.40
3.0	0.033	0.05	0.057	0.08	0.10	0.12	0.13	0.17	0.20	0.23	0.27	0.30	0.33
3.5	0.029	0.043	0.057	0.071	0.08	0.10	0.11	0.14	0.17	0.20	0.23	0.26	0.29
4.0	0.025	0.037	0.050	0.063	0.075	0.088	0.10	0.13	0.15	0.18	0.20	0.23	0.25
4.5	0.022	0.033	0.044	0.056	0.067	0.078	0.09	0.11	0.13	0.16	0.18	0.20	0.22
5.0	0.020	0.030	0.040	0.050	0.060	0.070	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.18	0.20
6.0	0.017	0.025	0.033	0.042	0.050	0.058	0.067	0.083	0.10	0.117	0.133	0.15	0.18
7.0	0.014	0.021	0.029	0.036	0.043	0.050	0.057	0.071	0.086	0.100	0.114	0.130	0.140
8.0	0.011	0.019	0.025	0.031	0.037	0.044	0.050	0.062	0.075	0.088	0.100	0.113	0.125
9.0	0.011	0.017	0.022	0.028	0.033	0.038	0.044	0.056	0.067	0.078	0.089	0.100	0.112
10.0	0.010	0.015	0.020	0.025	0.030	0.035	0.040	0.050	0.060	0.070	0.080	0.090	0.100

На основании этих цифр можно ориентировочно суммировать тепловые сопротивления, дать оценку каждому этапу прохождения тепла и подытожить ориентировочно общий коэффициент теплопрохождения для печной стены трех указанных размеров:

а) при температуре внутри печи $t_{\text{вн}} = 1200^\circ$:

Толщина стены	1 кирп.	%	2 кирп.	%	3 кирп.	%
$\frac{1}{\alpha_{\text{л}}^{\text{вн}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{вн}}}$	0.016	5.5	0.016	3.0	0.016	2.0
$\frac{S}{\lambda}$	0.230	79.3	0.460	85.8	0.690	87.0
$\frac{1}{\alpha_{\text{л}}^{\text{нар}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{нар}}}$	0.044	15.2	0.060	11.2	0.084	11.0
Общий коэффициент теплового сопротивления	0.290	100	0.536	100	0.790	100
Общий коэффициент теплопрохождения	3.45	—	1.86	—	1.26	—

б) при температуре внутри печи $t_{\text{вн}} = 600^\circ$:

Толщина стены	1 кирп.	%	2 кирп.	%	3 кирп.	%
$\frac{1}{\alpha_{\text{л}}^{\text{вн}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{вн}}}$	0.033	9.3	0.033	5.1	0.033	3.5
$\frac{S}{\lambda}$	0.260	73.7	0.530	81.4	0.800	86.3
$\frac{1}{\alpha_{\text{л}}^{\text{нар}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{нар}}}$	0.060	17.0	0.088	13.5	0.094	10.2
Общий коэффициент теплового сопротивления	0.353	100	0.651	100	0.927	100
Общий коэффициент теплопрохождения	2.83	—	1.54	—	1.08	—

В процессе потери тепла через стены печи в большинстве случаев наибольшее значение (75 — 90%) имеет теплопроводность стены; меньшее значение (20 — 10%) имеют конвекция и лучеиспускание с наружной стороны печи и еще меньшее (10 — 2% и менее) — конвекция и лучеиспускание с внутренней стороны стены.

Потеря тепла через 1 м² стены печи в 1 час выражается формулой:

$$K = k(t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}) = \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}}{\frac{1}{\alpha_{\text{л}}^{\text{вн}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{вн}}} + \frac{S_1}{\lambda_1} + \frac{S_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{\alpha_{\text{л}}^{\text{нар}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{нар}}}}, \quad (41)$$

где $t_{\text{вн}}$ — температура печных газов в данном участке;

$t_{\text{нар}}$ — температура окружающего воздуха и предметов.

Разные части печи имеют внутри неодинаковую температуру, стенки печи не везде одинаковой толщины, вообще условия теплопередачи на разных участках различны. Поэтому при расчете теплотерь в

печной системе ее следует разбить на отдельные части, высчитать теплотери в каждой части и полученные величины суммировать.

Если обозначим:

- F — поверхность стены на данном участке, в m^2 ;
- k — общий коэффициент теплопрохождения, в $ккал/час/m^2$;
- $t_{вн} - t_{нар}$ — разницу температур внутри и снаружи печи;
- Q — количество тепла, теряемого поверхностью стены данной печи в 1 час в $ккал$, то

$$Q = F \cdot k (t_{вн} - t_{нар}) \text{ ккал/час.} \quad (42)$$

В тех случаях, когда величина внутренней поверхности F_1 не совпадает с величиной наружной поверхности F_2 , берется средняя расчетная поверхность:

$$F = \frac{F_1 + F_2}{2}. \quad (43)$$

При очень значительной разнице между F_1 и F_2 лучше брать:

$$F = \sqrt{F_1 \cdot F_2}. \quad (44)$$

Так как редко попадаются участки с одинаковыми условиями на всем протяжении, то для каждого участка принимаются средние условия: средняя разница температур снаружи и внутри, средняя толщина кладки, средний общий коэффициент теплопрохождения и т. п.

Чем на большее число расчетных участков разбивается печная система, тем точнее расчет. Тем не менее следует отдавать себе отчет в степени точности производимых расчетов, в неточностях, не зависящих от тщательности производства расчетов. Мы уже указывали, что определение коэффициентов конвекции и лучеиспускания сопряжено с большими трудностями; цифры, полученные не только разными авторами, но даже одним автором, но в разное время, сильно расходятся друг с другом. В расчет лучеиспускания поверхностями вносится большая пестрота тем, что константы лучеиспускания ϵ для разных тел весьма различны, и принимаемая константа для строительных материалов 4.0 или 3.8 является средней величиной, от которой в отдельных случаях могут быть значительные отклонения. Лучеиспускание газов — область очень важная для печных расчетов, но очень трудная: имеются расчетные данные только для углекислоты и водяных паров. Однако и здесь, повидимому, дело обстоит сложнее, чем принимается в расчетной схеме: едва ли правильно просто складывать количества тепла, испускаемые тем и другим газом; оба эти газа не только лучеиспускают тепло, но и взаимно поглощают его, и надо думать, что количество тепла, излучаемое смесью этих газов, меньше суммы количеств, излучаемых каждым газом в отдельности. Еще более усложняется дело в светящемся пламени, где, с одной стороны, теплоизлучение частичек раскаленной сажи не поддается расчету, а с другой — эти частицы несомненно поглощают значительную часть тепла, излучаемого углекислотой и водяными парами. Поэтому расчеты лучеиспускания газов надо считать очень приблизительными.

Для печных расчетов благоприятным обстоятельством является то, что, благодаря сравнительно толстым стенкам печей, конвекция и лучеиспускание играют значительно меньшую роль в общей передаче тепла, чем теплопроводность. Мы видели, что в тепловом сопротивлении на конвекцию и лучеиспускание с обеих сторон печной стены в обычных случаях падает 10—25%, а на теплопроводность — 75—90%. Коэффициенты же теплопроводности устанавливаются на более простой и надежной экспериментальной базе, чем коэффициенты кон-

векции и лучеиспускания; приближительность в них вытекает главным образом из того, что кирпичи одного и того же названия, одной и той же марки имеют несколько различную теплопроводность, и из того, что кирпич, пролежавший в кладке при температуре, достаточной для изменения его структуры и уплотнения, увеличивает свою теплопроводность.

Если принять точность коэффициентов конвекции и лучеиспускания до 30%, а точность коэффициентов теплопроводности — до 10—15%; если принять, далее, что в среднем в тепловых сопротивлениях керамических стен около 20% падает на конвекцию и лучеиспускание, а 80% — на теплопроводность, то средняя точность расчетов потерь тепла через стены в печах выражается величиной:

$$30\% \times 0.2 + \frac{10\% + 15\%}{2} \times 0.8 = 16\%.$$

В отдельных случаях этот процент может быть больше или меньше.

Температура поверхности. Иногда требуется рассчитать температуру поверхности стены печи, например, когда важно знать, сильно ли лучистая теплота будет действовать на окружающих рабочих, когда хотят уточнить расчеты теплопрохождения, когда надо знать распределение температуры в сложной стене, например построенной из огнеупорного материала и защищенной теплоизоляцией и т. п.

Для определения температуры поверхности можно исходить из того, что при установившемся режиме количество тепла, проходящее через отдельные этапы общего теплопрохождения в стене, одинаково.

Определив общий коэффициент теплопрохождения на основании приблизительно принятых температур поверхности и коэффициентов конвекции и лучеиспускания, имеем количество теплопрохождения на 1 м² в час [ф-ла (41)]:

$$K = k(t_{\text{вн}} - t_{\text{нар}}).$$

Эта величина проходит через все этапы. При прохождении от горячих газов через внутреннюю поверхность стены эта величина равняется

$$K = (t_{\text{вн}} - \tau_{\text{вн}})(\alpha_{\text{л}}^{\text{вн}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{вн}}), \quad (1, 45)$$

$$(t_{\text{вн}} - \tau_{\text{вн}}) = \frac{K}{\alpha_{\text{л}}^{\text{вн}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{вн}}}. \quad (2, 46)$$

Подобным же образом определяется перепад температуры от внешней поверхности печи к окружающему воздуху:

$$(\tau_{\text{нар}} - t_{\text{нар}}) \frac{K}{\alpha_{\text{л}}^{\text{нар}} + \alpha_{\text{к}}^{\text{нар}}}. \quad (6, 47)$$

Из этих перепадов определяются температуры наружной и внутренней поверхности $\tau_{\text{нар}}$ и $\tau_{\text{вн}}$. Зная же их, нетрудно (по ф-ле 11) определить температуры на границах разных материалов, если стена многослойная. Так, в случае, приведенном на рис. 4, перепад температуры $\tau_{\text{вн}} - \tau_1$ определяется:

$$K = (\tau_{\text{вн}} - \tau_1) \cdot \frac{\lambda_1}{S_1},$$

$$\tau_{\text{вн}} - \tau_1 = K \cdot \frac{S_1}{\lambda_1}, \quad (48)$$

откуда определяется τ_1 .

В определенных таким путем температурах отражаются неточности первоначально принятых температур для назначения коэффициентов

конвекции, лучеиспускания и теплопроводности. Для дальнейшего уточнения можно идти путем „последовательных приближений“, аналогично тому, как это делается, например, при определении теоретической температуры пламени. Покажем это на примере. Возвратимся к случаю стены толщиной в 1 кирпич при внутренней температуре 1200° и наружной 0° при $k = 3.45$. Первоначально принятая наружная температура стены 300° ; $\alpha_k^{\text{нар}} = 9.1$;

$$\alpha_k^{\text{нар}} = 13.54; \quad K = 3.45(1200 - 0^\circ) = 4140 \text{ ккал:}$$

$$\tau_{\text{нар}} - t_{\text{нар}} = \frac{4140}{13.54 + 9.1} = 201^\circ,$$

т. е. первоначально принятый перепад температуры ($300 - 0^\circ$) значительно отличается от действительного, который должен лежать в пределах между принятым первоначально и полученным. Для второго приближения примем 250° . Для этой температуры, по табл. 2 и 8, коэффициенты будут:

$$\alpha_k = 8.5; \quad \alpha_l = 11.0;$$

$$\tau_{\text{нар}} - t_{\text{нар}} = \frac{4140}{11.10 + 8.5} = 210^\circ.$$

Дальнейшее уточнение можно провести при помощи пропорции:

$$\frac{300 - 250}{210 - 201} = \frac{210 - 201}{x}; \quad x = \frac{(210 - 201)^2}{300 - 250} = 1.6^\circ.$$

Таким образом, наружная печная поверхность будет иметь температуру $210 + 1.6 = 211.6^\circ \sim 212^\circ$. Это изменение против первоначального предположения очень мало отразится на коэффициенте теплопроводности, так что в этом можно не делать уточнения.

Для определения перепада температур от печных газов к внутренней поверхности воспользуемся для лучеиспускания газов цифрами табл. 16; среднее для разного рода топлива даст около 65. Коэффициент конвекции, при скорости газов v_0 около 1 м/сек, можно принять около 10 [ф-ла (19)].

Соответствующий перепад температуры от печных газов к внутренней поверхности выразится величиной:

$$t_{\text{вн}} - \tau_{\text{вн}} = \frac{4140}{65 + 10} = 55^\circ.$$

Таким образом, получается перепад в несколько раз меньше, чем у наружной поверхности.

Температуру наружной и внутренней поверхностей можно найти приближенным графическим способом, по Э. Шмидту, согласно построению рис. 9. В масштабе вычерчивается толщина стены S (в нашем случае 0.25 м). В некотором вертикальном масштабе наносятся температуры от $t_{\text{нар}}$ до $t_{\text{вн}}$ (в нашем случае от 0 до 1200°). На линиях наружной и внутренней температур, на расстояниях от внешней и внутренней границ стены на $\frac{\lambda}{\alpha_1}$ и $\frac{\lambda}{\alpha_2}$ наносятся точки R_1 и R_2 . В нашем примере эти расстояния будут:

$$\frac{\lambda}{\alpha_1} = \frac{1.0}{19.6} = 0.051 \text{ и } \frac{\lambda}{\alpha_2} = \frac{1.0}{75} = 0.013 \text{ м.}$$

Точки R_1 и R_2 соединяются прямой линией; τ_1 и τ_2 и будут искомыми температурами. Распределение температур в стене фактически представляется не прямой линией, а несколько изогнутой книзу,

поэтому и точки τ_1 и τ_2 должны лежать несколько ниже, но практически разница сравнительно невелика и ею можно пренебречь.

На рис. 10 дан график для определения потерь тепла в зависимости от разницы температур внутренней и наружной поверхностей стены (Линчевский, 1936).

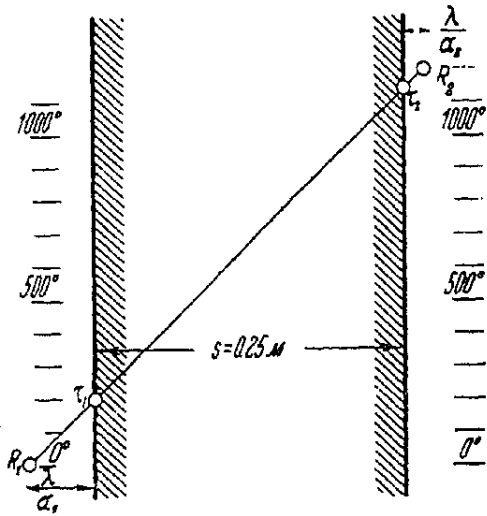


Рис. 9. График для определения теплопотерь через стены непрерывно действующих печей.

Теплопотери через грунт. Если горячее пространство граничит с грунтом, то в грунт идет поток тепла. Если бы тепло шло только вниз, в грунт, то грунт представлял бы собой как бы стену бесконечной толщины, с бесконечно большим тепловым сопротивлением; следовательно, теплопрохождение в грунт, при установившемся тепловом режиме, приближалось бы к нулю. Но вертикальный поток тепла под горячим пространством расходится на стороны и идет дугообразно, направляясь к поверхности земли (рис. 11). Если под горячей камеры лежит на одном уровне с землей, то схематически средний

путь теплового потока S можно изобразить в виде полуокружности. Как мы уже констатировали, при значительной толщине стены

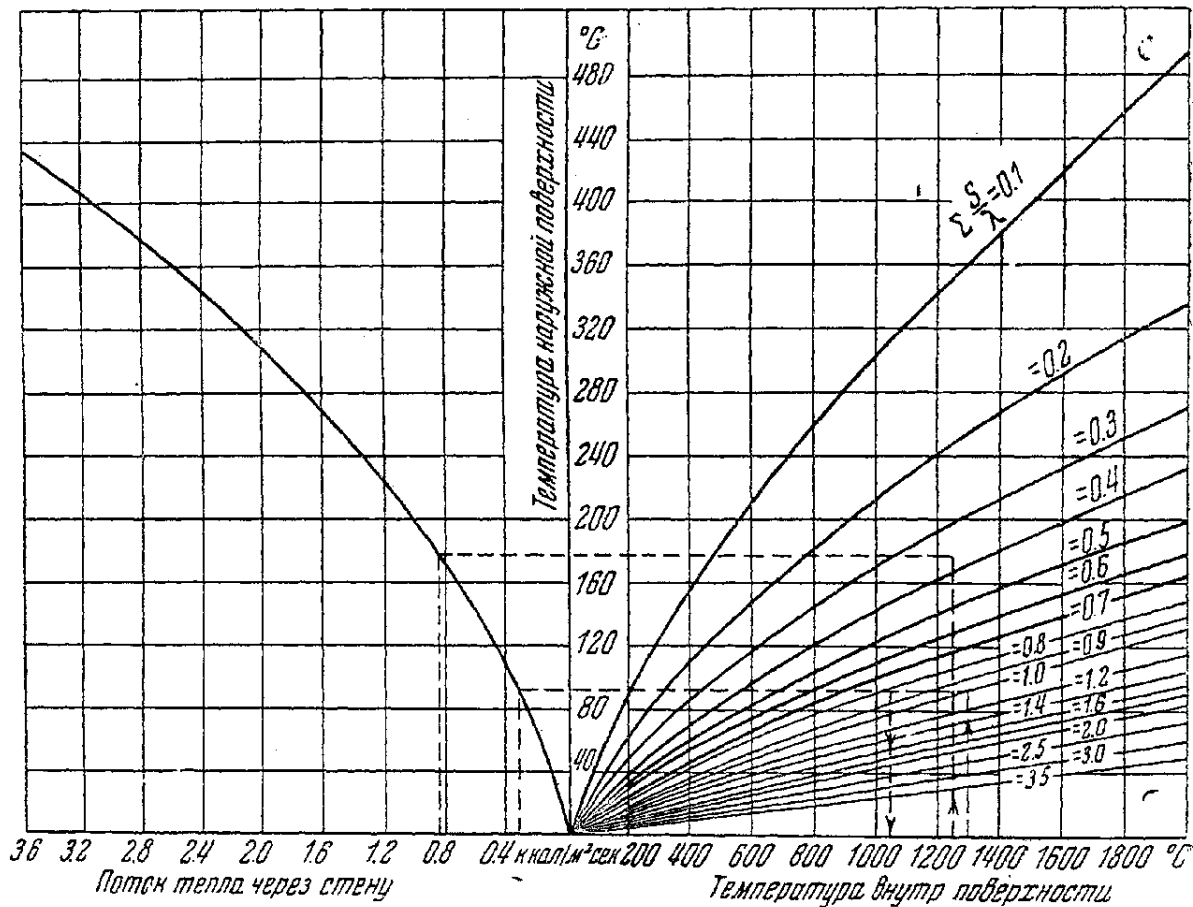


Рис. 10. Графическое определение температуры поверхностей стены печи при установившемся режиме.

тепловое сопротивление при прохождении теплового потока в самой стене в несколько раз больше, чем сопротивления при проходе из среды в стену, и наоборот. Расчет теплопотери через грунт, в виду

сложности явления, представляет большие трудности. Но в виду того, что теплопотери через грунт составляют малую долю в общем расходе тепла печной системой, практически допустимо определить теплопотери через грунт приближенно.

Если представим себе некоторую полость в грунте (например, дымовой бор), по которой двигаются горячие газы, то тепловые потоки из каждой точки его поверхности идут в грунт, распространяясь во все стороны по направлению к областям более низких температур. При достаточно долгом действии этого процесса слои грунта ниже этой полости нагреются настолько глубоко, что распространение тепла вниз и горизонтально в отдаленные участки грунта делается ничтожным и им можно будет пренебречь; тепло из непосредственно примыкающих к данной полости частей грунта будет идти к поверхности, согласно схематическому изображению рис. 12 или 13. Рассмотрим, как можно выразить теплопотери в этих двух схематических случаях.

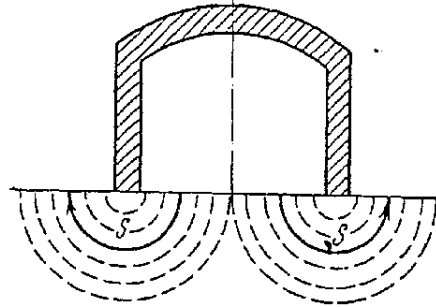


Рис. 11. Схема тепловых потоков в почве от нагретого внутреннего пространства к холодному наружному.

При учете теплопотерь в грунте будем принимать только тепловые сопротивления при распространении тепла теплопроводностью в самом грунте. Мы уже видели, что для обычных случаев печей в теплопотерях через стены тепловое сопротивление в самой стене достигает 90%. В грунте же тепловому потоку приходится проходить значительно более длинный путь, теплопроводность грунта обычно меньше, чем теплопроводность кирпича. В таких условиях прочие сопротивления уложатся в очень небольшой процент, и потому величину теплопотерь в приближенном расчете практически можно считать только по теплопроводности.

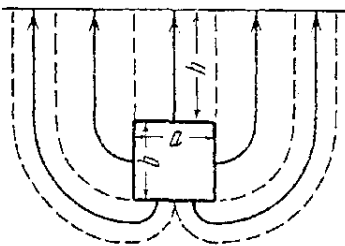


Рис. 12. Схема вертикальных тепловых потоков от бора к поверхности почвы.

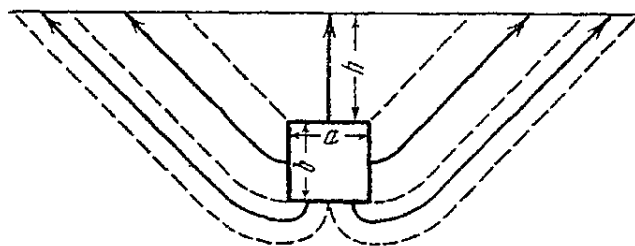


Рис. 13. Схема наклонных тепловых потоков от бора к поверхности почвы.

Для схематического случая (согласно рис. 12) на каждый погонный метр полости (бора) теплопотери на каждый 1° разницы температур по верхней внутренней поверхности (своду) на поверхность почвы будут:

$$q_{\text{верх}} = a \cdot \frac{\lambda}{h}; \quad (49)$$

для боковых стен контура теплопотери будут:

$$q_{\text{бок}} = 2b \frac{\lambda}{h + 0.79b}; \quad (50)$$

для пода контура:

$$q_{\text{низ}} = a \frac{\lambda}{h + 1.57b + 0.79a}. \quad (51)$$

Суммарный коэффициент будет:

$$q_{\text{сумм}} = \frac{a\lambda}{h} + \frac{2b\lambda}{h + 0.79b} + \frac{a\lambda}{h + 1.57b + 0.79a}, \quad (52)$$

где a, b — ширина и высота сечения полости (бора);

h — глубина залегания от поверхности почвы до верхней внутренней поверхности полости (свода).

Для схемы по рис. 13 соответствующий расчет будет нижеследующий:

а) для верхней поверхности:
расчетная ширина потока:

$$\sqrt{a(a + 2h)} = \sqrt{a^2 + 2ah}, \quad (53)$$

расход тепла на 1 пог. м:

$$q_{\text{верх}} = \sqrt{a^2 + 2ah} \cdot \frac{\lambda}{h}; \quad (54)$$

б) для двух боковых поверхностей, при ширине каждого потока $\frac{b}{2}$:
расчетная длина пути равняется:

$$\frac{b \cdot \pi}{8} + 1.41h + \frac{b}{2} = 1.41h + 0.893b, \quad (55)$$

расход тепла на 1 пог. м:

$$q_{\text{бок}} = 2b \cdot \frac{\lambda}{1.41h + 0.893b}; \quad (56)$$

в) для нижней поверхности, при ширине потока $\frac{a}{2}$:
расчетная длина пути равняется:

$$\frac{a\pi}{4} + \frac{2(b + \frac{a}{4})\pi}{8} + 1.41h + b + \frac{a}{4} = 1.41h + 0.84a + 1.785b; \quad (57)$$

расход тепла на 1 пог. м:

$$q_{\text{низ}} = a \frac{\lambda}{1.41h + 0.84a + 1.785b}, \quad (58)$$

суммарный расход тепла:

$$q_{\text{сумм}} = \sqrt{a^2 + 2ah} \frac{\lambda}{h} + \frac{2b\lambda}{1.41h + 0.893b} + \frac{a\lambda}{1.41h + 0.84a + 1.785b}. \quad (59)$$

Для сравнения сделаем расчет по обеим схемам для бора 2×2 м, заложеного в грунт на глубину 1 м от поверхности земли до внутренней поверхности свода:

по первой схеме:

$$q_{\text{сумм}} = \frac{2\lambda}{1} + \frac{2 \times 2\lambda}{1 + 0.79 \times 2} + \frac{2\lambda}{1 + 1.57 \times 2 + 0.79 \times 2} = 3.9\lambda;$$

по второй схеме:

$$q_{\text{сумм}} = \sqrt{2^2 + 2 \times 2 \times 1} \times \frac{\lambda}{1} + \frac{2 \times 2\lambda}{1.41 \times 1 + 0.893 \times 2} + \frac{2 \times \lambda}{1.41 \times 1 + 0.84 \times 2 + 1.785 \times 2} = 4.38\lambda.$$

По второй схеме получается больше на 12%.

Подсчитаем по этим двум схемам другой случай, когда такой же бор лежит на глубине (до свода) 3 м:

по первой схеме:

$$q_{\text{сумм}} = \frac{2\lambda}{3} + \frac{2 \times 2\lambda}{3 + 0.79 \times 2} + \frac{2\lambda}{3 + 1.57 \times 2 + 0.79 \times 2} = 1.8\lambda;$$

по второй схеме:

$$q_{\text{сумм}} = \sqrt{2^2 + 2 \times 2 \times 3} \times \frac{\lambda}{3} + \frac{2 \times 2\lambda}{1.41 \times 3 + 0.893 \times 2} + \frac{2\lambda}{1.41 \times 3 + 0.84 \times 2 + 1.785 \times 2} = 2 \times 2\lambda.$$

По второй схеме получается на 22% больше. Какая же схема ближе к действительности?

Чтобы приблизиться к решению этого вопроса, возьмем случай, соответствующий рис. 11.

Так будет обстоять дело, например, с литейным сушилом, под которого находится на одном уровне с литейным помещением. Изобразим на схеме (рис. 14) часть поверхности грунта по обеим сторонам стенки сушила и разобьем эту поверхность на полосы, параллельно стенке шириной, например, по 1 м.

Тогда, если представить, что путь теплового потока идет от каждой полосы в помещении сушила к соответствующей полосе вне его по кривой, приближающейся к полуокружности, и если, в порядке приближенного расчета, теплопередачу будем считать только по теплопроводности грунта, количество передаваемого тепла для разных полос будет обратно пропорционально длине пути теплового потока или обратно пропорционально расстоянию полосы от стены.

В нашем случае отношение длины путей $S_1:S_2:S_3:S_4$ будет равно 1:3:5:7, и количества передаваемого тепла будут относиться обратно — чем дальше от стены, тем меньше, именно $q_1:q_2:q_3:q_4 = 1:0.33:0.2:0.14$. Если бы траектории тепловых потоков совпадали с круговыми линиями, то на каждый погонный метр стены, на разницу между наружной и внутренней температурами в 1° расход тепла был бы по отдельным полосам:

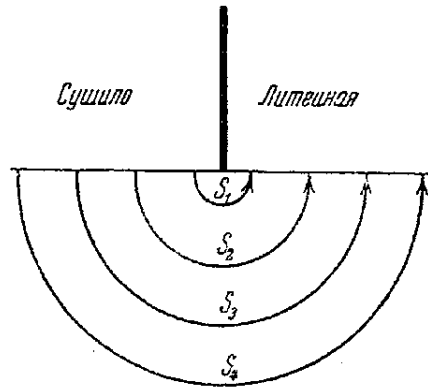


Рис. 14. Схема длины путей прохождения тепла в грунте — S_1, S_2, S_3, \dots

	λ
По первой полосе . . .	$q_1 = \frac{\lambda}{1.57} = 0.64$
„ второй	$q_2 = 0.21$
„ третьей	$q_3 = 0.13$
„ четвертой	$q_4 = 0.09$
„ пятой	$q_5 = 0.07$
и т. д.	

По круговым или по отклоняющимся от круговых кривым линиям пойдут тепловые потоки, соотношения между теплопередачами на разных расстояниях будут те же, и самые величины q будут недалеко от указанных.

Из этого видно, что средняя линия направления теплового потока должна прижиматься к стене.

Если это же рассуждение мы приложим к другим случаям, например к вертикальной стенке, прилегающей к грунту, или к упомянутому уже случаю дымового борова в земле, если эти поверхности разобьем на участки или полосы и рассмотрим теплопередачу по каждой полосе отдельно, то и здесь увидим, что тепловой поток в своей равнодействующей будет прижиматься к вертикалям, близким к границам очертаний теплоотдающих поверхностей, стремясь тем

ближе к этим вертикалям, чем ближе к поверхности земли расположены в грунте теплоотдающие поверхности.

Этим дается ответ на поставленный вопрос: которая из двух схем— по рис. 12 или 13—правильнее? Ближе к действительности будет схема по рис. 12; при расчетах по этой схеме следует прибавлять некоторый запас, в зависимости от меньшей или большей глубины заложения борова в грунте, примерно 5—10%.

Теплопроводность грунтов λ , согласно справочникам (Казанцев, 1928; Шак, 1933, стр. 354—362), лежит в пределах 0.1—1.0:

	λ
Песок сухой	0.28
„ мокрый	0.97
Земля сухая	0.12—0.40
„ сырая	0.6
Глина	0.7
Известняк мелкозернистый	0.6
„ плотный	1.1

Тепловой поток из полости, наполненной горячими газами, не сразу попадает в грунт: он сначала должен пройти через кирпичную кладку, иногда через бетонное или железобетонное основание, через фундамент. Теплопроводность этих материалов следующая:

Кирпич огнеупорный	λ по табл. 1
Кирпич красный, в зависимости от обжига и плотности формовки	$\lambda = 0.33—0.7$
Бетон, в зависимости от пропорции составных частей материала щебня и влажности	$\lambda = 0.6—1.2$
Бутовая кладка из известняка	$\lambda = 1.0$
„ „ „ гранита	$\lambda = 2.0$

В порядке приближенного расчета можно взять общую теплопроводность—некоторую среднюю между теплопроводностью стен и теплопроводностью грунта.

Повторяем, потери тепла через почву невелики, что дает право пользоваться очень приближенными способами подсчета этих потерь.

Переменный режим

Переменный режим нагрева и расхода тепла через ограждения печи бывает в период разогрева постоянно действующей печи или в периодически действующих печах, где сменяются периоды нагревания, выдерживания температуры и остывания. Строго говоря, совершенно постоянного режима не существует: во всякой печи есть колебания температуры (например, остывание во время заправки, во время завалки). Но при кратковременных изменениях температуры внутри печи эти колебания сравнительно не глубоко проникают в толщу стен и мало отражаются на среднем режиме—на средних теплопотерях через стену. Существенные изменения средних теплопотерь получаются при нагревании холодной стенки до рабочего состояния и, обратно, при остывании ее при колебаниях температуры в периодически действующих печах.

Распределение температур в нагреваемой стене. Очень сложными расчетами, пользуясь рядами Фурье и функцией Бесселя, Гребер, Герш и Лури (Гребер и Эрк, 1936, стр. 63—64; Тринкс, 1931, стр. 287—295; Линчевский, 1936, стр. 123—142) дали способы, в которых при помощи составленных ими графиков можно вычислять распространение температуры в пластине, шаре и цилиндре, в зависимости от разницы

начальных температур тела и окружающей среды, от размера тела, его теплопроводности, теплоемкости, удельного веса и времени нагревания.

Шмидт, применяя в графическом методе конечные разности,¹ дал приближенный, но достаточно точный для практических целей способ графически определять распространение температур в нагреваемой стене, на основании чего можно рассчитывать и расходы тепла. Он разбивает стенку, толщина которой равна S м, на конечное число слоев n , с конечной толщиной ΔS и при помощи графического построения находит распределение температур в каждом слое стенки через промежутки времени $\Delta \vartheta$ час.

Изобразим несколько таких слоев (рис. 15). Положим, что кривая 1—2—3—4—5 изображает начальное распределение температур в этих слоях. Соответствующие температуры при неустановившемся процессе теплового потока будут t_1, t_2, t_3, t_4, t_5 .

Количество тепла, которое в течение отрезка времени $\Delta \vartheta$ будет передаваться от 1 м^2 плоскости 1 к 1 м^2 плоскости 2, выразится

$$\frac{\lambda}{\Delta S} \cdot \Delta \vartheta (t_1 - t_2); \tag{60}$$

подобным же образом плоскость 2 передает [плоскости 3:

$$\frac{\lambda}{\Delta S} \cdot \Delta \vartheta (t_2 - t_3). \tag{61}$$

Так как процесс прохождения тепла неустановившийся, то при переходе тепла со стороны стенки более нагретой к стенке менее нагретой некоторая часть тепла остается в промежуточных слоях. При переходе из слоя 1 в слой 3 в слое 2 прибавляется тепло—разность между (60) и (61):

$$\frac{\lambda}{\Delta S} \cdot \Delta \vartheta (t_1 - t_2) - \frac{\lambda}{\Delta S} \Delta \vartheta (t_2 - t_3) = \frac{\lambda}{\Delta S} \Delta \vartheta (t_1 - 2t_2 + t_3). \tag{62}$$

Если объемный вес 1 м^2 слоя 2 равняется γ , его теплоемкость при данной температуре C и его температура по истечении промежутка времени $\Delta \vartheta$ поднялась от t_2 до t'_2 , то приращение тепла можно выразить также:

$$\gamma \cdot C \cdot \Delta S (t'_2 - t_2). \tag{63}$$

Следовательно,

$$\frac{\lambda}{\Delta S} \Delta \vartheta (t_1 - 2t_2 + t_3) = \gamma \cdot C \cdot \Delta S (t'_2 - t_2),$$

откуда

$$t'_2 - t_2 = \frac{\lambda \cdot \Delta \vartheta}{\gamma \cdot C \cdot (\Delta S)^2} \cdot (t_1 - 2t_2 + t_3). \tag{64}$$

Если точки 1 и 3 соединим прямой прерывистой линией (рис. 15), которая пересечет середину слоя 2 в пункте 2', то высота пункта 2' будет равна среднеарифметическому между высотами точек 1 и 3,

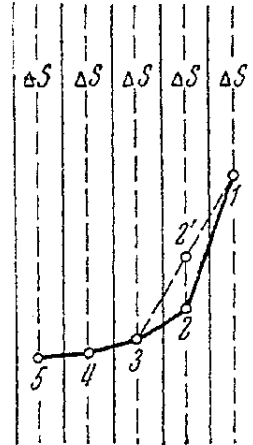


Рис. 15. Кривая некоторого распределения температур при неустановившемся режиме в стене, разбитой на слои ΔS ; по прошествии $\Delta \vartheta$ температура переходит из точки 2 в точку 2' (температура t_2 переходит в температуру t'_2).

¹ Beiträge d. techn. Mech. u. techn. Physik, Berlin, 1924. См. Гребер и Эрк, 1936, стр. 121—124; Тринкс, 1931, стр. 296—299; Линчевский, 1936, стр. 142—153.

а следовательно, и величина температуры t'_2 , наступившей в слое по истечении некоторого определенного времени $\Delta\vartheta$, будет равна $\frac{t_1 + t_3}{2}$.

Введем эту величину в выражение (64):

$$\begin{aligned} \frac{\lambda \cdot \Delta\vartheta}{\gamma \cdot C (\Delta S)^2} \cdot (t_1 - 2t_2 + t_3) &= \frac{\lambda \cdot \Delta\vartheta}{\gamma \cdot C (\Delta S)^2} \left(2 \frac{t_1 + t_3}{2} - 2t_2 \right) = \\ &= \frac{2\lambda \cdot \Delta\vartheta}{\gamma \cdot C (\Delta S)^2} (t'_2 - t_2). \end{aligned} \quad (65)$$

Мы можем разбить стенку на произвольное число слоев соответствующей толщины ΔS и взять произвольные промежутки времени $\Delta\vartheta$; но графическое построение чрезвычайно упрощается, если эти величины подобрать так, чтобы дробная величина перед скобками в формуле (65) была равна единице:

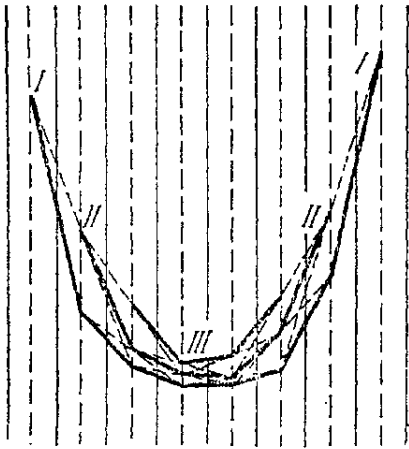


Рис. 16. Кривая некоторого распределения температур I по прошествии $\Delta\vartheta$ часов переходит в положение II , по прошествии $2\Delta\vartheta$ часов — в положение III .

$$\frac{2\lambda \cdot \Delta\vartheta}{\gamma \cdot C (\Delta S)^2} = 1,$$

откуда

$$\Delta\vartheta = \frac{1}{2} \cdot \frac{\gamma \cdot C}{\lambda} \cdot (\Delta S)^2. \quad (66)$$

Величина

$$a = \frac{\lambda}{\gamma \cdot C} \quad (67)$$

носит название „коэффициента температуропроизводности“. Если подставим эту величину в формулу (66), то получим

$$\Delta\vartheta = \frac{(\Delta S)^2}{2a}. \quad (68)$$

Следовательно, исходя из принятой толщины слоев, мы определяем удобные для графического решения промежутки

времени для нанесения кривых распределения температур.

Таким образом, если мы имеем внутри некоторого тела в некоторый момент неустановившегося теплового процесса кривую распределения температур I (рис. 16), то, подобрав, согласно формуле (66) или (68), промежутки времени $\Delta\vartheta$, мы графически получим спустя $\Delta\vartheta$ температурную кривую II и спустя $2\Delta\vartheta$ — кривую III . Кривые эти захватывают все меньшее и меньшее число слоев, так как каждая вычерченная кривая концом своим отодвигается от исходных крайних слоев. Чтобы температурные кривые охватили все рассматриваемое пространство, необходимо, чтобы оно с обеих сторон примыкало к областям с определенными температурами; другими словами, необходимо, чтобы справа и слева от него имелись температурные точки, к которым можно было бы привязать концы температурных кривых.

В случае нагревания печной стены мы имеем такие крайние температуры — это температуры наружного воздуха и пламени в печи. При этом, чтобы не усложнить задачи в очень сильной степени, принимается постоянная температура пламени в печи во все время нагревания стены; на самом же деле она все время меняется, поднимаясь по мере нагревания поверхности стены.

Но для того, чтобы привязать концы кривых, мало знать высоту крайних температур, т. е. вертикальные координаты точек; необходимо знать и горизонтальное расстояние их от поверхности стены.

Эту величину дает параметр $\frac{\lambda}{\alpha}$, выражающийся в метрах:

$$\frac{\lambda \text{ ккал} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{м} \cdot \text{сек}}{\alpha \text{ ккал} \cdot \text{м}^{-2} \cdot \text{сек}} = \frac{\lambda}{\alpha} \text{ м.} \quad (69)$$

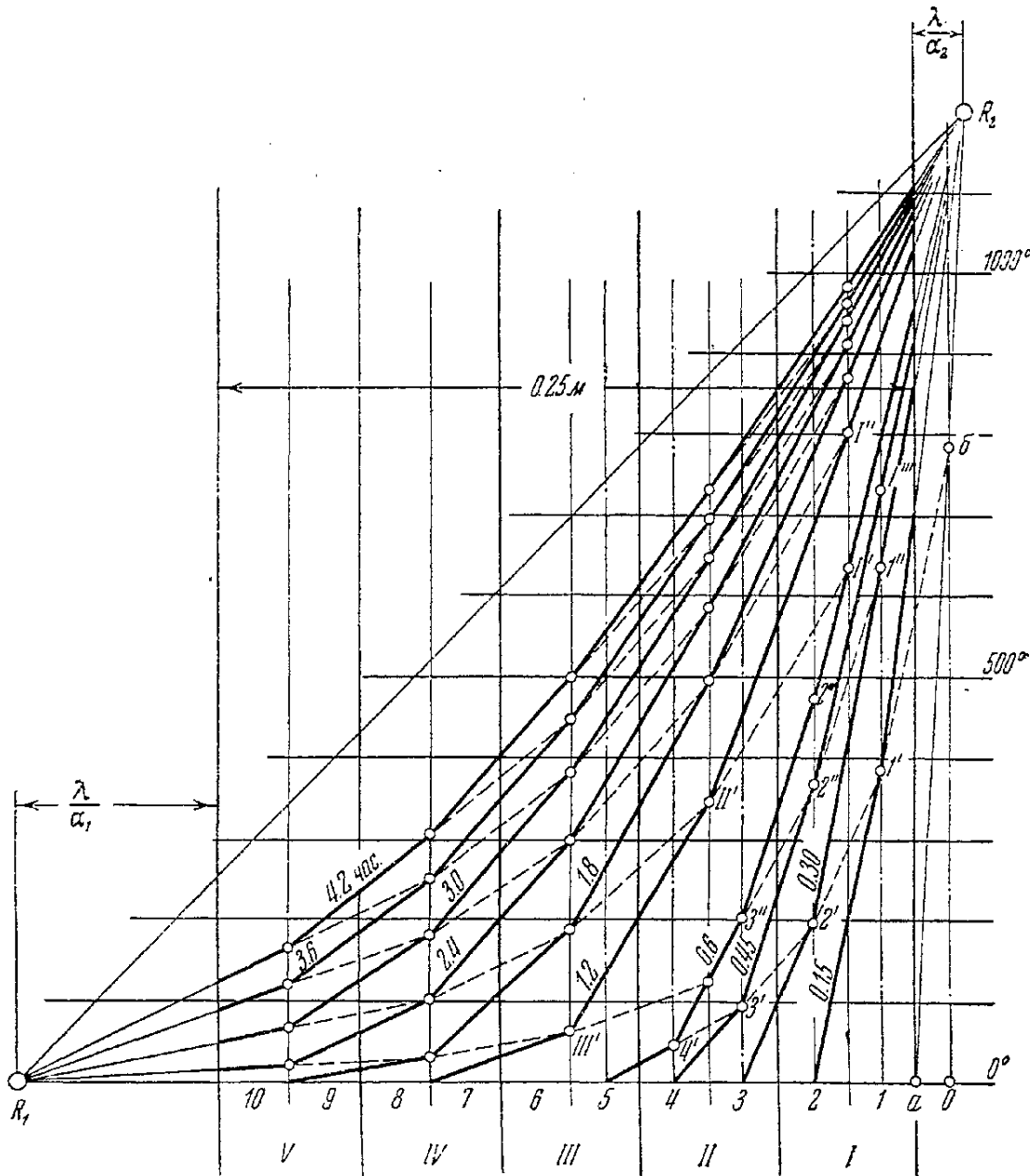


Рис. 17. Графический способ определения распределения температуры при нагревании стены (по Шмидту).

При наличии таких крайних точек R температурные кривые для каждого промежутка времени $\Delta\theta$ получаются законченными, достигающими до ограничивающих стену поверхностей. Соответствующее построение дается на рис. 17 на конкретном примере: толщина стены в 1 кирпич $S=0.25$ м; объемный вес $\gamma=1900$ кг/м³; температура наружного воздуха $t_1=0^\circ$; температура пламени $t_2=1200^\circ$; средняя теплоемкость во время процесса нагревания стены принимается $\lambda=1.0$; средний коэффициент теплопередачи конвекцией и лучеиспусканием со стороны воздуха принимаем $\alpha_1=13$; то же со стороны пламени $\alpha_2=70$. Параметры для крайних точек R_1 и R_2 будут:

со стороны воздуха для $R_1 \dots \frac{\lambda}{\alpha_1} = \frac{1.0}{19.6} = 0.051$ м,

со стороны пламени для $R_2 \dots \frac{\lambda}{\alpha_2} = \frac{1.0}{70} = 0.013$ м.

Всю толщину стены можно разбить на произвольное число слоев; чем больше будет слоев, тем точнее построение, но и тем сложнее чертеж. Разобьем в нашем случае для первых нескольких кривых толщину стены на 10 слоев при $\Delta S = 0.25 : 10 = 0.025$ м; потом, когда кривые сделаются более плавными, перейдем к более крупным делениям при $\Delta S = 0.25 : 5 = 0.05$.

При более мелких слоях, с толщиной $\Delta S = 0.025$, время между отдельными кривыми будет (по формуле 61):

$$\Delta \vartheta = \frac{1}{2} \cdot \frac{1900 \times 0.25}{1.0} \cdot (0.025)^2 = 0.15 \text{ час.},$$

при $\Delta S = 0.05$

$$\Delta \vartheta = \frac{1}{2} \cdot \frac{1900 \times 0.25}{1.0} \cdot (0.05)^2 = 0.6 \text{ час.}$$

Последовательность построения температурных кривых такова. От точки a , лежащей на уровне исходной температуры (в данном случае 0°), проводится прямая в точке R_2 и отмечается точка пересечения b этой линии с вертикалью, отстоящей от края стены на $\frac{1}{2}\Delta S$.

Для нахождения температуры в момент по истечении $\Delta \vartheta$ в первом слое соединяются прямой две соседние температуры — исходная температура (0°) на середине ΔS соседней слева полосы (точка 2) и температура, соответствующая точке b на расстоянии $\frac{1}{2}\Delta S$ вправо от края стены. На рис. 17 эта линия до точки пересечения с серединой первой полосы I' проведена сплошной линией и дальше до точки b — пунктиром. Далее ведется прямая от точки I' по направлению к точке R_2 — сплошной линией до края стены. Для получения температурной кривой по истечении $2\Delta \vartheta$ чертится прямая от точки 3 к точке I' и проводится сплошной линией до пересечения с серединой лежащей справа второй полосы до точки $2'$. От этой точки линия направляется к точке b и проводится до точки I'' сплошной чертой. От точки I'' сплошная линия идет по направлению к краевой точке R_2 и вычерчивается до края стены сплошной линией.

Таким образом, вычерчиваются две первых температурных кривых: по истечении $\Delta \vartheta$ (в нашем случае 0.15 часа) — кривая $2-I'-R_2$ и по истечении $2\Delta \vartheta$ (в нашем случае 0.30 часа) — кривая $3-2'-I''-R_2$.

По мере нанесения последующих кривых точки на линии O , на расстоянии $\frac{1}{2}\Delta S$ от края стены, все ближе и ближе подходят к точке R_2 ; при очень малом расстоянии нет смысла вести линии к точкам на линии O , можно вести их непосредственно к точке R_2 , что у нас и имеет место, начиная с линии 4. Вообще, вспомогательная линия O нужна в тех случаях, когда точка R_2 лежит не слишком близко к краю стены — дальше $\frac{1}{2}\Delta S$ от нее, когда, следовательно, $\frac{\lambda}{a_2}$

не слишком мало. При толстых печных стенах и малых $\frac{\lambda}{a_2}$ можно проводить линии от точек слоя 2 непосредственно к точке R_2 . После $4\Delta \vartheta$, чтобы не пестрить на нашем чертеже построения слишком близким расположением температурных кривых, переходим на более крупные деления сечения стены: делим ее на пять полос с интервалами по времени между кривыми $\Delta \vartheta = 0.6$ час.

Опорными точками для проведения последующих кривых будут точки на температурной кривой (соответствующей моменту 0.6 час.), лежащие на середине более крупных слоев II и I , — именно точки II' и I' . Нанесение кривых идет тем же порядком, как и предыдущих.

Количество тепла, полученного 1 м² некоторого слоя стены спустя определенное время после начала нагревания, равняется:

$$q = \Delta S \gamma \cdot C (t_{\vartheta} - t_0) \text{ ккал.} \quad (70)$$

Тепло, полученное 1 м² стены во всей толще ее за время с начала нагревания ϑ , будет:

$$\Sigma q = \Delta S \cdot \gamma \cdot C \Sigma (t_{\vartheta} - t_0) \text{ ккал.} \quad (71)$$

Теплоемкость C берется средняя для интервала температур слоев.

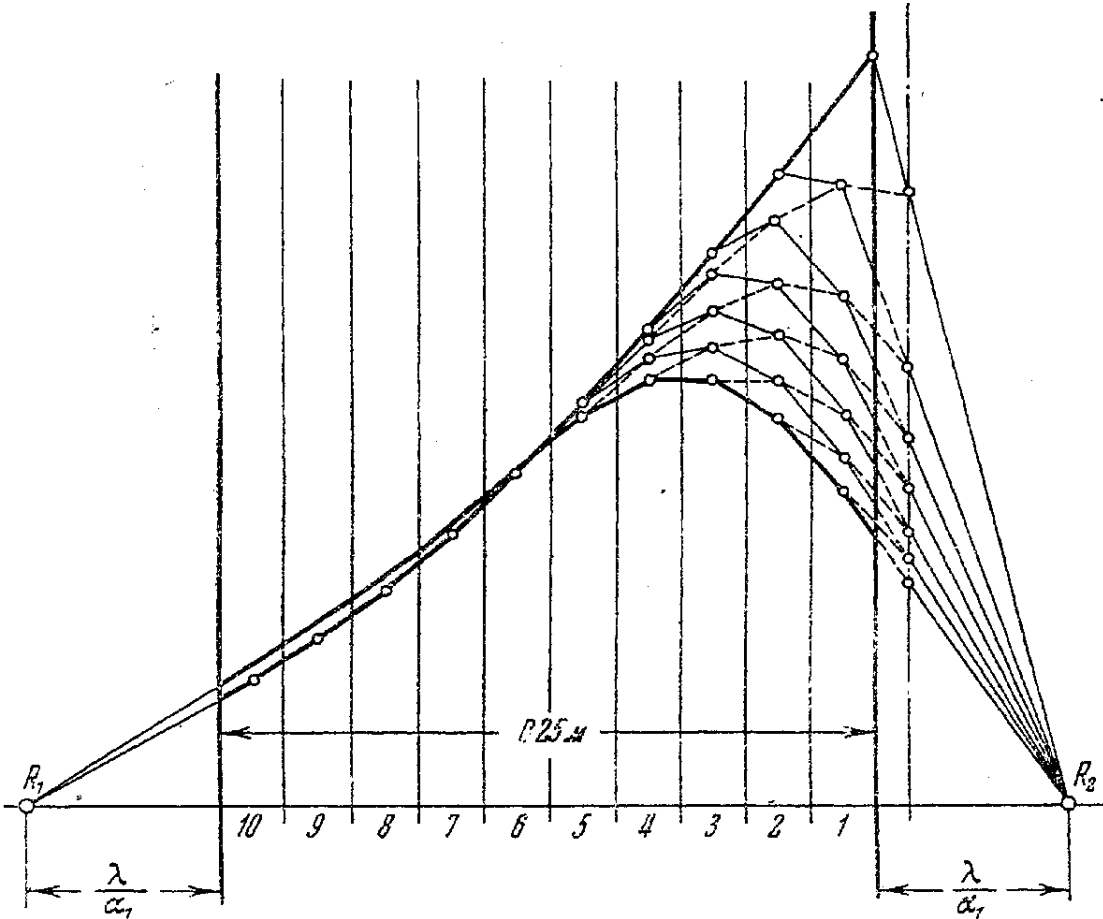


Рис. 18. Графический способ определения распределения температур при остывании стены (по Шмидту).

При остывании нагретой стены последовательное распределение температур находится аналогичным путем, как видно из прилагаемого рис. 18. В этом построении взята нагретая стенка, согласно предыдущему построению (рис. 17), и подвержена с нагретой стороны действию холодного воздуха.

За время ϑ' от начала остывания в стене остается запас тепла:

$$\Sigma q' = \Delta S \gamma \cdot C \cdot \Sigma (t_{\vartheta'} - t_0) \text{ ккал.} \quad (72)$$

Следовательно, если на рис. 17 и 18 изображены колебания температур в стене печи, периодически нагревающейся и остывающей, то расход тепла на периодическое нагревание печи выразится:

$$\Delta Q = \Sigma q - \Sigma q' = \Delta S \cdot \gamma \cdot C \cdot \Sigma (t_{\vartheta} - t_{\vartheta'}) \text{ ккал.} \quad (73)$$

Кроме тепла, идущего на нагревание стены, расходуется еще некоторое количество тепла в период изменения температуры на внешние теплопотери конвекцией α_k и лучеиспусканием α_l . Если обозначим среднюю температуру наружной поверхности через $t_{ср}$, наружную температуру через $t_{нар}$, то эти теплопотери через каждый квадратный метр стены (или свода) при периодическом колебании температуры выразятся на каждый час величиной:

$$q_{вн} = (t_{ср} - t_{нар}) (\alpha_l + \alpha_k) \text{ ккал/час} \cdot \text{м}^2. \quad (74)$$

2. РАСХОД ТЕПЛА НА ПЕРЕРАБАТЫВАЕМУЮ ЗАГРУЗКУ

Эта статья расхода складывается из тепла, идущего на нагревание загруженного материала, на теплоту молекулярных изменений, на расплавление, испарение, на химические реакции. Одни реакции идут с поглощением тепла, например реакции разложения, восстановления, другие — с выделением тепла: реакции окисления, образования сернистых соединений, образования шлаков.

Эта статья расхода подробно рассматривается в соответствующих технологических процессах, откуда должна быть почерпнута для общего расчета печи, и потому в общей методике расчета печей может быть только упомянута.

Тепло, потраченное на нагревание и на химические реакции, или полностью идет в расход тепла, или часть этого расхода возвращается. Там, где готовый продукт выдается из печи при высокой температуре технологического процесса, затраченное тепло теряется целиком: например в мартеновских, прокатных, кузнечных печах и т. п. В некоторых случаях часть этого тепла возвращается, например в кольцевых (Гофманских) печах, в тоннельных печах, где тепло готового раскаленного продукта идет на нагревание воздуха для горения.

Хотя печь является аппаратом для термического технологического процесса, тем не менее далеко не всегда расход тепла на нагревание заданного в печь материала и на проведение связанных с технологическим процессом реакций является большей половиной всех расходов тепла. Во многих случаях эта часть является даже не преобладающей среди всех других статей; в печах, в которых топочные газы покидают рабочее пространство и поступают в дымовой боров при очень высокой температуре (например, кузнечные печи, тигельные горна, печи для обжига керамической посуды), эта статья будет значительно меньше отхода тепла с уходящими продуктами горения. В печах небольшой производительности и некоторые другие статьи могут быть больше этой статьи, хотя она и является центральной, „целевой“ статьей данной печи. Так, например, обстоит дело с горнами для производства тигельной стали.

Если обозначим:

Q_1 — теплосодержание выработанного продукта (металл и шлаки, керамические изделия и т. п.);

Q_2 — тепло, выделяющееся (отрицательный расход) или поглощаемое (положительный расход) при ходе химических реакций;

Q_3 — физическое тепло загруженного в печь технологического сырья или полуфабриката,

то тепло, расходуемое на переработку технологической загрузки печи, выразится;

$$Q_{садка} = Q_1 \mp Q_2 - Q_3 \text{ ккал.}$$

3. ТЕПЛО, ТЕРЯЕМОЕ ЧЕРЕЗ ОТКРЫТЫЕ ОКНА ПЕЧИ

Площадь малого отверстия в тонкой оболочке большого замкнутого пространства рассматривается как поверхность „абсолютно черного тела“, и излучаемое ею тепло выражается, по закону Стефан-Больцмана, формулой:

$$Q = 4.96 \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.} \quad (32, 75)$$

В печах площади окон значительные, и полость печи по отношению к ним не является настолько большим относительно пространством, чтобы сечение окна могло быть в полной мере приравнено поверхности „абсолютно черного тела“. Кроме того, стены печей имеют значительную толщину, что также уменьшает константу излучения сечения окна от константы излучения „абсолютно черного тела“. Шак (1931, 1932) в своем исследовании процесса передачи в печах прокатного производства дает для теплоизлучения окнами печей формулу:

$$Q_s = 4.5F \left(\frac{T_i}{100} \right)^4 \text{ ккал/час,} \quad (76)$$

где Q_s — теплоизлучение окном, в ккал/час; F — поверхность окна в м^2 ; T_i — абсолютная температура внутренней части печи; при температуре внутри печи выше 500° наружной температурой можно пренебречь.

Тринкс (1931, стр. 77 — 79) опытным путем нашел, что теплоизлучение отверстия равняется теплоизлучению площади отверстия по константе „абсолютно черного тела“, помноженному на произведение

$$\frac{i_{\text{гор}}^\circ}{180^\circ} \times \frac{i_{\text{верт}}^\circ}{180^\circ},$$

где углы $i_{\text{гор}}^\circ$ и $i_{\text{верт}}^\circ$ строятся согласно рис. 19.

Моугинней (1932, стр. 191 — 193), на основании изучения Келлером влияния на излучение окна его формы и других факторов (I. D. Keller, Fuels and Furnaces, декабрь 1927), составил таблицу поправочных коэффициентов (табл. 19).

Потери лучеиспусканием через отверстия в стенках и своде печи могут достигать очень значительных величин. Квадратный метр открытого окна, в зависимости от размеров окна, толщины стены и температуры, излучает в десятки и сотни раз больше тепла, чем теряется тепла через 1 м^2 стены печи.

Тепло через окно теряется не только лучеиспусканием. Только в топках бывает большое разрежение, и через открытые топочные дверцы пламя не вырывается, а в топку засасывается воздух. В рабочем пространстве печи для предотвращения засасывания холодного воздуха давление на уровне окон стараются держать равным атмосферному; равенство с атмосферным давлением держат в нижней половине окна. Благодаря этому через верх открытого окна выбивается пламя, а вместе с ним теряется много тепла. Для расчета выходящих в пламени газов, а вместе с этим и тепла, можно воспользоваться формулой газосливов Есьмана, применение которой в других местах печных расчетов мы считаем неправильным (стр. 8—15). Как нами уже показано, формула Есьмана не применима там, где поток пламени подстилается горячим газом. При выбивании же пламени из окна или из-под приподнятой заслонки пламя подстилается холодным воздухом, и наши возражения в данном случае отпадают.

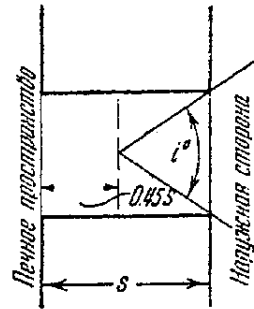


Рис. 19. Построение константы Тринкса:

$$k_s = \frac{i_{\text{гор}}^\circ}{180^\circ} \times \frac{i_{\text{верт}}^\circ}{180^\circ}.$$

Таблица 19

Коэффициенты, на которые следует умножать значения излучения черного тела применительно к окнам печи

Толщина стен в печи мм	Ширина окна мм	Высота окна в мм				
		150	250	450	600	750
115	150	0.56	0.63	0.66	0.68	0.69
	300	0.63	0.70	0.73	0.76	0.78
	600	0.68	0.76	0.80	0.82	0.84
	900	0.71	0.79	0.83	0.75	0.87
	1200	0.72	0.81	0.85	0.87	0.89
	1500	0.73	0.82	0.86	0.89	0.91
230	150	0.43	0.49	0.52	0.55	0.56
	300	0.49	0.56	0.60	0.63	0.64
	600	0.55	0.63	0.67	0.70	0.72
	900	0.57	0.66	0.70	0.73	0.75
	1200	0.59	0.68	0.72	0.76	0.78
	1500	0.61	0.69	0.74	0.77	0.79
345	150	0.36	0.42	0.45	0.47	0.49
	300	0.42	0.48	0.52	0.55	0.57
	600	0.47	0.55	0.59	0.62	0.64
	900	0.50	0.58	0.63	0.66	0.69
	1200	0.52	0.60	0.65	0.68	0.71
	1500	0.53	0.61	0.66	0.70	0.72
460	150	0.31	0.36	0.39	0.42	0.43
	300	0.36	0.43	0.46	0.49	0.51
	600	0.42	0.49	0.53	0.56	0.58
	900	0.45	0.52	0.57	0.60	0.62
	1200	0.47	0.55	0.59	0.63	0.65
	1500	0.48	0.56	0.61	0.64	0.67

В применении к окнам формула Есьмана имеет такой вид:¹

$$h = 7.7 \sqrt[3]{\frac{V_t^2}{b^2 t}}, \quad (77)$$

где h — высота от уровня в печи, где давление равно атмосферному („нейтральная линия“), до верхнего края выбивающегося пламени (верхний край открытого окна или нижний край заслонки, если окно закрыто), в м; V_t — объем выбивающегося пламени при температуре t , в м³/сек; b — ширина окна, в м; t — температура выбивающегося пламени, в °С.

¹ См. Линчевский. *Металлургические печи*, стр. 343 — 345. Полагаем, что формулу Есьмана следует вообще принимать как некоторое приближение. Выводя свою формулу из теории и формул для водосливов, Есьман говорит: „При движении газа вместо воды возможно, с одной стороны, ожидать некоторого уменьшения сопротивления вследствие большей по сравнению с водой подвижности газа и, с другой, — появления некоторого добавочного сопротивления на свободной поверхности от трения между движущейся и неподвижной частью газа, которым при движении воды считают возможным пренебрегать вследствие большой разницы удельных весов воды и воздуха“.

Нельзя утверждать, что указанные противоположные факторы уравниваются, и невозможно сказать, который из них превалирует. В разных случаях трение между газами в газосливе различно, в зависимости от относительной скорости; так, при выбрасывании пламени из окна под потоком пламени идет в противоположном направлении поток подсосываемого воздуха, что должно сильно увеличивать трение на поверхности газослива. Далее, на скорость движения должно оказывать влияние сильное изменение вязкости газов при разных температурах.

Из ф-лы (77) вытекает:

$$V_t = \sqrt{\frac{h^3 b^2 t}{7.7^3}} = \frac{b}{21.35} \sqrt{h^3 t}. \quad (78)$$

Теплопотеря Q с выбивающимся газом равняется объему выбивающегося газа, приведенного к 0° , помноженному на теплосодержание T_t его при t° и на время z час., в течение которого остается открытым окно:¹

$$Q = \frac{273V_t}{273 + t} \cdot T_t \cdot z \text{ ккал.} \quad (79)$$

Кроме потерь лучеиспусканием и с выбивающимся пламенем, с открытыми окнами связаны еще косвенные теплопотери; если через открытое окно засасывается холодный воздух, то на нагревание его в печи затрачивается тепло. Количество засасываемого воздуха через нижнюю часть окна, под выбивающимся пламенем, трудно поддается расчету. Приблизленно учесть его можно при помощи формул (77) и (78).

Через окна засасываются иногда очень большие объемы воздуха. Например, наблюдения над некоторыми мартеновскими печами показывают, что 25% всего воздуха, потребного для горения, засасывается через неплотно закрывающиеся окна (Шак, 1932, стр. 36).²

В те же моменты, когда окна открыты полностью и когда на уровне окон господствует в печи отрицательное давление, подача воздуха через окна может значительно превышать другие пути поступления воздуха.

4. ТЕПЛО, ТЕРЯЕМОЕ ЧЕРЕЗ ЗАКРЫТЫЕ ОКНА

Через закрытые окна тепло теряется, проходя, во-первых, через тело заслонки и, во-вторых, через неплотности, путем выбивания пламени и засасывания холодного воздуха. Потеря тепла через тело заслонки рассчитывается, как теплопрохождение через стенку соответствующей конструкции, потери тепла от неплотности закрывания заслонки — как вообще через неплотности в стенках печи (см. дальше).

5. ТЕПЛОПОТЕРИ ЧЕРЕЗ НЕПЛОТНОСТИ

Всякие неплотности в ограждениях печной системы — щели между заслонкой и рамой в окне, зазоры в шиберах, глазки (гляделки), шуровочные отверстия, трещины в кладке, газопроницаемость самого материала кладки — служат источниками теплопотерь. Одни из этих теплопотерь поддаются некоторому расчету, другие — нет.

К поддающимся учету относятся те неплотности, которые имеют определенные очертания отверстий или каналов. К таковым принадлежат гляделки (глазки), шуровочные отверстия, щели и зазоры между дверцами, заслонками, шиберами и рамами. Можно учесть с некоторым приближением скорости прохождения через них газов или воздуха и соответствующие объемы и теплопотери.

¹ Подробно о теплосодержании см. главу II.

² Исследование мартеновской печи № 3 на заводе им. К. Либкнехта, произведенное Левиным, Смушкевичем, Мараховским и Венгриновичем, показало, что коэффициент избытка воздуха у головок равняется $\alpha = 1.5$ против 1.2—1.25, полагающегося для сжигания нефти. Такой большой коэффициент, вызывающий значительное увеличение расхода тепла, обуславливается главным образом засасыванием воздуха через окна и неплотностями между рамами и заслонками (см. Теория и практика металлургии, № 2, стр. 20—39).

Если в стенке имеется отверстие, и через это отверстие под влиянием давления p в мм вод. ст. протекает газ, обладающий объемным весом γ_r кг/м³, то теоретическая скорость истечения этого газа будет:

$$v_{\text{теор}} = \sqrt{2g \frac{p}{\gamma_r}}. \quad (80)$$

В действительности, при прохождении через отверстие щель, зазор и т. п. газ испытывает местное сопротивление, и в формулу скорости должен быть введен коэффициент местного сопротивления ζ :

$$v = \sqrt{\frac{2g}{\zeta} \cdot \frac{p}{\gamma_r}}. \quad (81)$$

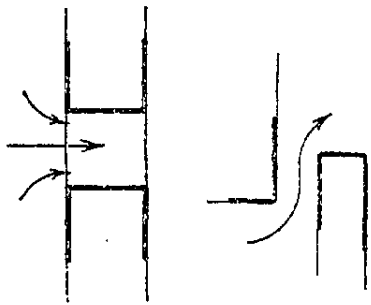


Рис. 20.
Гляделка.

Рис. 21.
Простая щель
над заслонкой.

Величина коэффициента местного сопротивления зависит от характера пути газа и может быть дана лишь приблизительно. Для наиболее простых случаев (гляделка в тонкой стенке, например в заслонке, щель у края заслонки) можно принять ζ от 1.5 до 2.5 (рис. 20 и 21). При более сложном пути газа коэффициент следует взять больше; например, в случае, приведенном на рис. 22,

ζ будет от 3 до 3.5; в случае, приведенном на рис. 23, — от 3.5 до 4.5. Если путь газа превращается в путь по длинному и узкому каналу или щели, то ζ следует еще больше увеличивать.

В дальнейшем сопротивлениям при прохождении газов посвящается особая глава.

Величина p может быть или положительной (естественный напор горячих газов или искусственно создаваемое вентиляторами давление), или отрицательной.

Естественный напор выражается формулой:

$$p = h(\gamma_v - \gamma_r) \text{ мм вод. ст.}, \quad (82)$$

и ф-ла (81) принимает такой вид:

$$v_t = \sqrt{\frac{2g}{\zeta} \cdot \frac{h(\gamma_v - \gamma_r)}{\gamma_r}}, \quad (83)$$

где: v_t — скорость течения газов при $t^\circ \text{C}$; h — высота от „нейтральной линии“, т. е. от уровня, где давление в рабочем пространстве печи равно атмосферному, до места выхода газов, в м; γ_v , γ_r — объемный вес воздуха и газов, в кг/м³.

В тех случаях, когда газ или воздух просачивается через неправильные трещины, расчет объемов совершенно невозможен. Трещины неизбежны в горячих частях печной системы. По самой природе керамического материала трещины в горячих стенках всегда увеличиваются, а вместе с тем изменяется и проницаемость стенок. Можно лишь утверждать, что объем просачивающихся через трещины газа и воздуха велик и с продолжительностью существования печи увеличивается.

Относительно просачивания воздуха через неповрежденные стены в холодном состоянии имеется формула Ланга и Гозебруха (Ритшель и Гребер, 1932, стр. 173):

$$V = \frac{F \cdot c(p - p_0)^3}{S}, \quad (84)$$

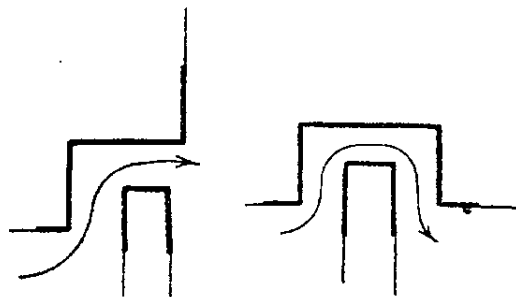


Рис. 22. Щель над заслонкой с одним поворотом выбивающегося пламени.

Рис. 23. Паз с двойным поворотом проходящих газов.

где V — часовое просачивание воздуха, в м^3 ; F — поверхность стены, в м^2 ; c — проницаемость, т. е. количество воздуха, проходящее в час через 1 м^2 стены толщиной в 1 м при разнице давлений в 1 кг/м^2 ; для кирпича c равняется от 0.0002 до 0.0005 ; $p - p_0$ — разница давлений по обеим сторонам стены, в кг/м^2 (или в мм вод. ст.); S — толщина стены, в м .

Из ф-лы (84) видно, что проницаемость кладки, если в ней нет трещин, очень невелика, и теплотери, благодаря газопроницаемости материала печных стен, настолько малы, что ими можно пренебречь даже в тонких стенках. Оплавление (глазурь) в рабочем пространстве с высокой температурой устраняет и это просачивание и даже закрывает самые тонкие трещины.

По Г. Л. Поляку¹, фильтрация газа через стену вычисляется по формуле

$$V_n = V_0 \cdot k_t, \quad (85)$$

где V_n — объем просачивающегося воздуха при данной температуре; k_t — температурный фактор; V_0 — объем газа, который просачивается через 1 м^2 стены, определяемой по графику (рис. 24); на оси абсцисс этого графика отложено отношение $\frac{\Delta p}{S}$, где p — перепад давления по обеим сторонам стены, в мм вод. ст. ; S — толщина стены, в м . Кривые на этом графике дают проникание воздуха через стены разного характера кладки при температуре стены $t = 0^\circ$.

Для пересчета фильтрации через холодную стену на фильтрацию при данной средней температуре стены вводится температурный фактор:

Средняя температура стены	$t = 0$	100	200	300	400	500	600	700°
Температурный фактор	$k_t = 1.0$	0.68	0.52	0.41	0.34	0.27	0.24	0.22
Средняя температура стены	$t = 800$	900	1000	1100	1200°			
Температурный фактор	$k_t = 0.19$	0.17	0.16	0.15	0.14			

Величина V_n дает просачивание через 1 м^2 стены в объеме, приведенном к $t = 0^\circ$.

По Банзену (Bansen, 1928/29; см. также Шак, 1933), просачивание газов через 1 м^2 стены печи в 1 час выражается

$$v = \frac{\varepsilon \Delta p}{100S} \text{ м}^3/\text{м}^2 \cdot \text{час},$$

где Δp — разность давления в мм вод. ст. ;
 S — толщина стены в м ;

ε — „коэффициент проницаемости“ — от 1 до 20 , в зависимости от состояния кладки.

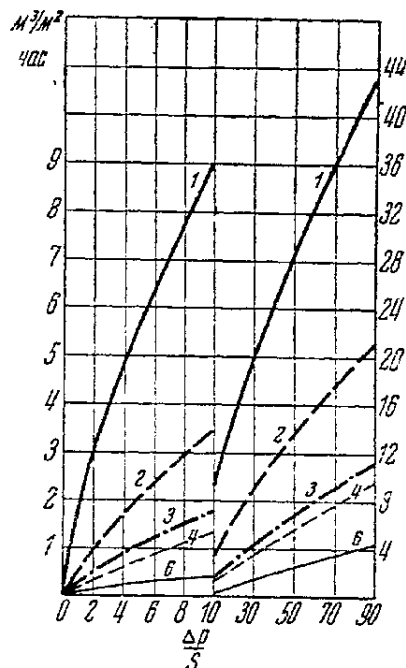


Рис. 24. Просачивание газа через стену в м^3 на 1 м^2 стены в 1 час при 0° ; $\frac{\Delta p}{S}$ — отношение разницы давлений газов по обе стороны стены к толщине стены:

1—опытная регенеративная камера без уплотнения (Кофлер); 2—плохая кладка на известковом растворе, пористый кирпич (Висконсинский университет); 3—хорошая кладка на цементно-известковом растворе, пористый кирпич (там же); 4—хорошая кладка из плотного кирпича на известково-цементном растворе; 5—опытная регенеративная камера после наилучшего уплотнения стенок цементным раствором и асфальтоподобной массой (Кофлер).

¹ Справочник конструктора печей, стр. 39.

6. ТЕПЛОПТЕРИ ОТ НЕПОЛНОТЫ ГОРЕНИЯ

В топочных газах часто имеется некоторое количество продуктов неполного горения — окиси углерода, водорода, сажи. Содержание их зависит от конструкции топочных устройств, от размеров камеры сгорания, от степени совершенства перемешивания топочных газов при достаточно высокой температуре, от каталитического действия стенок печи, насадок и т. п.

Наличие 1% окиси углерода при теоретическом горении равносильно процентному уменьшению теплотворной способности топлива (Тринкс, 1931, стр. 95):

Каменного угля	на 3.17—3.20%
Нефти	2.95
Естественного газа	2.65
Доменного "	5.00
Коксовального "	2.50
Генераторного "	3.71
Водяного "	2.60

Наличие в топочных газах окиси углерода всегда сопровождается наличием несгоревшего водорода, что еще более увеличивает процент неиспользования теплотворной способности топлива.

В некоторых случаях горение идет полностью, и, следовательно, теплотери от неполноты горения равняются нулю; так дело обстоит, например, в кольцевых кирпичеобжигательных печах. В большинстве случаев на неполноту горения следует положить 2—3%; в неблагоприятных случаях, например при слишком малом объеме камеры сгорания, при плохом перемешивании, при соприкосновении непрореагировавших топочных газов с холодными поверхностями, процент потерь от неполноты горения может быть значительно больше.

7. ТЕПЛОПТЕРИ ОТ ПРОВАЛА НЕСГОРЕВШЕГО ТВЕРДОГО ТОПЛИВА ЧЕРЕЗ КОЛОСНИКОВУЮ РЕШЕТКУ

При сжигании топлива на колосниковых решетках и при газификации его в газогенераторах некоторое количество несгоревшего топлива уходит вместе с золой. Содержание несгоревших остатков в золе равняется обычно 5—10% от веса золы и зависит от ряда обстоятельств — от конструкции топочных устройств, от температуры плавления золы, от режима горения и т. п.

Теплотворную способность скоксовавшихся остатков топлива, уходящего вместе с золой, можно принять равной 7000 ккал. Если обозначим процентное содержание золы в топливе через $A\%$ и содержание несгоревших остатков в золе через $C\%$, то потеря тепла на каждый килограмм израсходованного топлива будет:

$$q = \frac{A}{100} \cdot \frac{C}{100} \cdot 7000 = 0.7 AC \text{ ккал.} \quad (86)$$

По отношению к низшей теплотворной способности топлива Q_n это составит:

$$\frac{0.7 AC}{Q_n} \cdot 100 = \frac{70 AC}{Q_n} \% \quad (87)$$

8. ТЕПЛОПТЕРИ С ОХЛАЖДАЮЩЕЙ ВОДОЙ

В некоторых случаях для уменьшения теплового износа кладки печи (например, горн и заплечики доменной печи) или для механической защиты (под прокатных печей с глиссажными трубами), для защиты от коробления деталей, подверженных действию высокой

температуры (заслонок, рам, клапанов и т. п.), иногда применяется водяное охлаждение в печах. Теплопотери с охлаждающей водой могут достигать значительной величины. Так, для домен и для мартеновских печей эти потери достигают 6—5% от всей затраты тепла в печи.

Эти теплопотери или рассчитываются на основании общих законов теплопередачи, или же принимаются на основании опытных технологических данных.¹

9. ТЕПЛО, УНОСИМОЕ В ДЫМОВОЙ БОРОВ

Покидающие рабочее пространство топочные газы уносят в дымовой боров количество тепла, равное:

$$Q = V \cdot c_0^t \cdot t = V \cdot T_t \text{ ккал}, \quad (88)$$

где V — объем уходящих в боров газов, в нм^3 ; c_0^t — их средняя теплоемкость, в $\text{ккал}/\text{нм}^3$; t — их температура, в $^\circ\text{C}$; T_t — теплосодержание 1 нм^3 их при температуре t , равное $c_0^t t$. Теплосодержание продуктов горения подробно рассматривается в главе II; объем продуктов горения — в главе III.

10. ТЕПЛО, УХОДЯЩЕЕ С ВАГОНЕТКАМИ, КОНВЕЙЕРОМ, КОРОБКАМИ, ВЫДВИЖНЫМИ ПОДАМИ И Т. П.

В некоторых случаях готовая продукция выдается из печи в вагонетках (тоннельные печи), на выдвижных подах (отжигательные печи), в коробках и т. п. Если обозначить вес материалов этих частей через G , теплоемкость — через c , температуру — через t , то расход уходящего с ними тепла выразится:

$$q = \Sigma cG \cdot t \text{ ккал}. \quad (89)$$

11. НЕ ПОДДАЮЩИЕСЯ РАСЧЕТУ РАСХОДЫ ТЕПЛА

Мы видим, что коэффициент теплопередачи не отличается абсолютной точностью. Далее, среди статей расхода тепла есть такие, которые можно определить лишь приблизительно. Наконец, возможны непредвиденные и не поддающиеся учету факторы, влияющие на расход тепла, изменение состава топлива, качество обслуживания печи и т. п. Все это делает необходимым при расчете печной системы к подсчитанным по предыдущим статьям расходам тепла прибавить еще 5—20%, в зависимости от подробности, тщательности и надежности подсчетов прочих расходов.

12. СВОДКА ВСЕХ СТАТЕЙ РАСХОДА ТЕПЛА И РАСХОД ТОПЛИВА

Среди всех статей расхода тепла одни из них являются определенными, получающимися в результате расчета (теплопотери через стены, свод, под, расход тепла на технологический процесс, теплопотери через открытые окна и отверстия, через заслонки), другие выражаются некоторым процентом на основании практического опыта; наконец, особо стоит тепло, уходящее в боров с топочными газами.

¹ См., например, подробную сводку американской анкеты о расходе тепла в охлаждающих устройствах мартеновских печей в статье инж. Булле—Металлург, № 4, 1928.

Обозначим:

Q — общий расход тепла в печи, в ккал/час;

Σq — сумма определенных статей расхода тепла, в ккал/час;

Σp — сумма процентов по отношению к Σq для тех статей, которые не поддаются расчету, в %;

$q_{отх}$ — количество тепла, уходящего из рабочего пространства печи, в ккал/час;

N — количество сжигаемого топлива, в кг/час или $\text{нм}^3/\text{час}$;

Q_H — низшая теплотворная способность топлива;

$V_{теор}$ — объем продуктов горения топлива при теоретическом расходе воздуха, в $\text{нм}^3/\text{час}$;

$K_{возд}^{пр.г}$ — коэффициент всего избытка воздуха в отходящих газах (т. е. и избыток воздуха в топке или горелках, и присос воздуха в рабочем пространстве), считая на теоретический объем продуктов горения;¹

$V_{отх} = k \cdot V_{теор}$ — объем уходящих из рабочего пространства топочных газов, в $\text{нм}^3/\text{час}$;

$T_{теор}$ — теплосодержание 1 нм^3 продуктов горения при теоретическом расходе воздуха, в ккал/ нм^3 ;

$T_{отх}$ — теплосодержание 1 нм^3 отходящих из рабочего пространства топочных газов, в ккал/ нм^3 ;

$T_{возд}$ — теплосодержание 1 нм^3 нагретого воздуха, поступающего в топку или к горелкам, в ккал/ нм^3 ;

$T_{газ}$ — физическое теплосодержание 1 нм^3 нагретого газа, поступающего к горелкам, в ккал/ нм^3 ;

a — отношение между объемом поступающего в топку воздуха $V_{возд}$ и объемом продуктов горения при теоретическом расходе воздуха $V_{теор}$; $a = V_{возд} : V_{теор}$;

b — отношение между объемом поступающего к горелкам газа $V_{газ}$ и объемом продуктов горения при теоретическом расходе воздуха $V_{теор}$; $b = V_{газ} : V_{теор}$.

Общий расход тепла в печи Q складывается из следующих частей:

$$Q = \Sigma q + \frac{\Sigma p}{100} \Sigma q + q_{отх} \text{ ккал/час,} \quad (90)$$

откуда

$$Q - q_{отх} = \Sigma q \frac{100 + \Sigma p}{100} \text{ ккал/час.} \quad (91)$$

Расход тепла Q покрывается:

а) теплом горения топлива

$$N \cdot Q_H = V_{дым}^{теор} T_{дым}^{теор} \text{ ккал/час;} \quad (92)$$

б) физическим теплом поступающего к горелкам или в топку воздуха:

$$V_{возд} T_{возд} = a \cdot V_{дым}^{теор} T_{возд} \text{ ккал/час;} \quad (93)$$

в) физическим теплом поступающего газа:

$$V_{газ} T_{газ} = b \cdot V_{дым}^{теор} T_{газ} \text{ ккал/час.} \quad (94)$$

Тепло, отходящее из рабочего пространства, можно выразить:

$$q_{отх} = V_{дым} T_{дым} = (1 + K_{возд}^{пр.г}) V_{дым}^{теор} T_{дым}. \quad (95)$$

¹ Коэффициент избытка a считается обычно по отношению к теоретическому расходу воздуха; пересчет на отношение к теоретическому объему продуктов горения дается в табл. 20.

Выражение (91) можно написать:

$$V_{\text{дым}}^{\text{теор}} T_{\text{дым}}^{\text{теор}} + aV_{\text{дым}}^{\text{теор}} T_{\text{возд}} + bV_{\text{дым}}^{\text{теор}} T_{\text{газ}} - (1 + K_{\text{возд}}^{\text{пр.г}}) V_{\text{дым}}^{\text{теор}} T_{\text{дым}} = \Sigma q \frac{100 + \Sigma p}{100} \text{ ккал/час.} \quad (96)$$

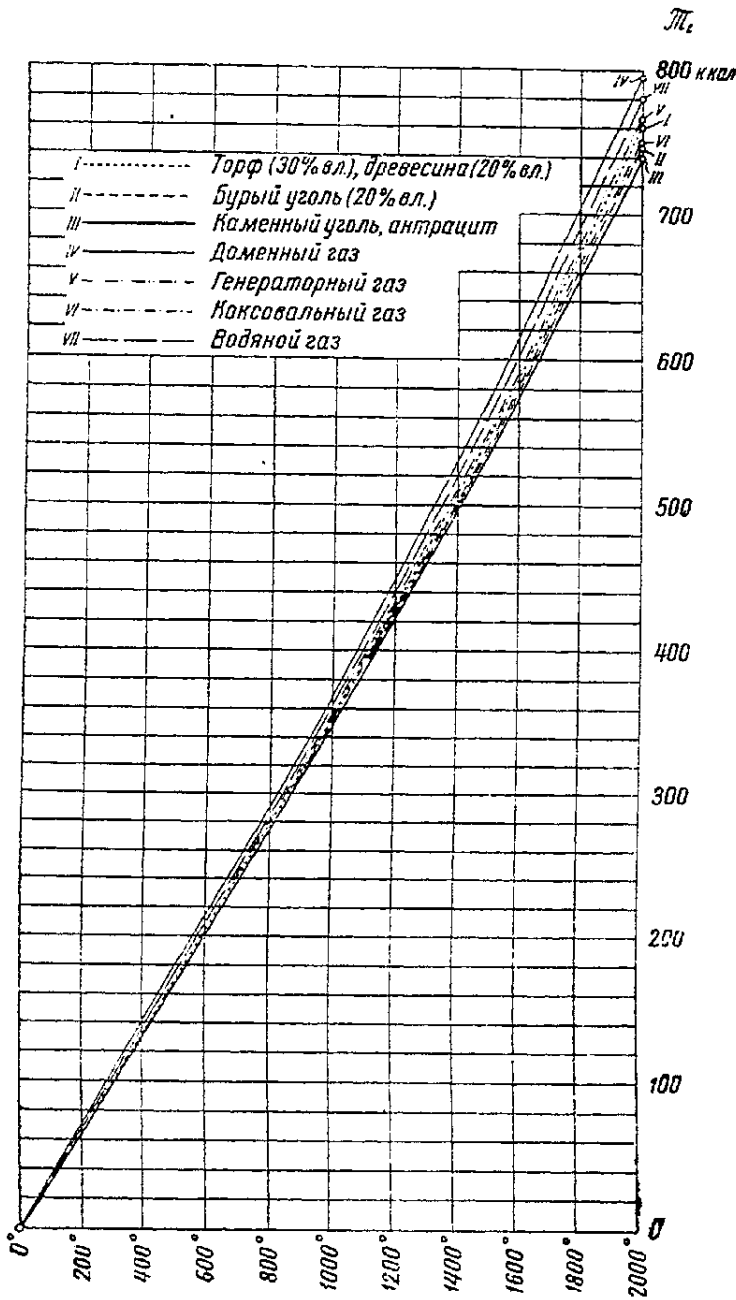


Рис. 25. Теплосодержание дыма T_t :

I—торф (30% влажности), древесина (20% влажности); II—бурый уголь (20% влажности); III—каменный уголь, антрацит; IV—доменный газ; V—генераторный газ; VI—коксовальный газ; VII—водяной газ. Избыток воздуха: газообразное топливо 200%, твердое топливо 50%.

Отсюда получается выражение:

$$V_{\text{дым}}^{\text{теор}} = \frac{\Sigma q \frac{100 + \Sigma p}{100}}{T_{\text{дым}}^{\text{теор}} + aT_{\text{возд}} + bT_{\text{газ}} - (1 + K_{\text{возд}}^{\text{пр.г}}) T_{\text{дым}}} \text{ м}^3/\text{час.} \quad (97)$$

Определив $V_{\text{дым}}^{\text{теор}}$, можно легко определить объем отходящих газов $V_{\text{дым}}$:

$$V_{\text{дым}} = (1 + K_{\text{возд}}^{\text{пр.г}}) V_{\text{дым}}^{\text{теор}} \text{ м}^3/\text{час.}, \quad (98)$$

на основе которого, как будет показано дальше, рассчитываются размеры частей печной системы.

Расход топлива выразится:

$$N = \frac{V_{\text{дым}}^{\text{теор}} T_{\text{дым}}^{\text{теор}}}{Q_{\text{н}}} \text{ кг.} \quad (99)$$

Точность выражений (97), (98) и (99) зависит от величины Σp , $K_{\text{возд}}^{\text{пр.г}}$ и $T_{\text{дым}}$: чем меньший процент расхода тепла приходится полагать на неучтенные потери, чем плотнее кладка, чем лучше она защищена от просачивания воздуха уплотняющими обмазками или воздухо-непроницаемым кожухом, — следовательно, чем меньше будет неорганизованный приток воздуха в печь, чем меньшую долю этот приток занимает в коэффициенте $K_{\text{возд}}^{\text{пр.г}}$, тем точнее будет подсчет и тем меньше расход топлива. Чем больше $T_{\text{дым}}$, т. е. чем выше температура отходящих газов, тем сильнее сказывается влияние фактора $K_{\text{возд}}^{\text{пр.г}}$.

Теплосодержание воздуха $T_{\text{возд}}$ и газообразного топлива $T_{\text{газ}}$ дается на графике рис. 25 и в таблицах в следующей главе; коэффициенты a и b — в табл. 20 и 21.

Таблица 20

Величина отношения $a = V_{\text{возд}} : V_{\text{теор}}$ при разных избытках воздуха

Вид топлива	Избыток воздуха в %					
	0	10	20	30	50	100
	Избыток воздуха a^{**}					
	1	1.1	1.2	1.3	1.5	2.0
Древесина безводная	0.88	0.97	1.06	1.14	1.31	1.75
Дрова 20% влажн.	0.83	0.91	1.00	1.08	1.24	1.66
» 40 »	0.74	0.86	0.94	1.02	1.15	1.54
» 50 »	0.71	0.78	0.85	0.93	1.06	1.42
Торф безводный	0.90	0.99	1.08	1.17	1.35	1.79
» 20% влажн.	0.87	0.96	1.04	1.13	1.30	1.73
» 40 »	0.80	0.88	0.96	1.04	1.20	1.60
» 50 »	0.76	0.84	0.91	0.99	1.13	1.56
Бурый уголь безводный	0.94	1.03	1.13	1.22	1.41	1.87
» » 20% влажн.	0.90	0.99	1.08	1.17	1.35	1.80
» » 40 »	0.85	0.94	1.02	1.11	1.28	1.69
Каменный уголь безводный	0.96	1.06	1.15	1.25	1.44	1.91
» » 5% влажн.	0.95	1.04	1.14	1.23	1.43	1.90
Антрацит до 5% влажн.	0.98	1.08	1.17	1.27	1.47	1.96
Нефть	0.94	1.03	1.13	1.22	1.42	1.88
Доменный газ:						
$Q_{\text{н}} = 800$ ккал	0.43	0.47	0.52	0.56	0.65	0.86
$Q_{\text{н}} = 900$ »	0.46	0.51	0.55	0.60	0.69	0.92
Генераторный газ:						
$Q_{\text{н}} = 1100$ ккал	0.53	0.58	0.64	0.69	0.80	1.06
$Q_{\text{н}} = 1300$ »	0.58	0.64	0.70	0.76	0.87	1.16
$Q_{\text{н}} = 1500$ »	0.63	0.69	0.76	0.82	0.95	1.26
Коксовальный газ	0.85	0.93	1.02	1.11	1.27	1.70
Смешанный газ*	0.59	0.65	0.71	0.77	0.89	1.18
Водяной газ	0.80	0.88	0.96	1.04	1.20	1.60

* Доменного газа 62%, коксовального газа 38%.

** a — обычно принимаемый в теплотехнике коэффициент избытка воздуха, т. е. отношение между действительным и теоретическим расходом воздуха.

Величина процента не поддающихся расчету расходов тепла Σp , а также коэффициенты a и $K_{\text{возд}}^{\text{пр.г}}$ подбираются из совокупности ана-

логичных данных исследования существующих печей и на основании соображений о возможности изменения их путем внесения конструктивных изменений (например, уменьшения $K_{\text{возд}}^{\text{пр.г}}$ устройством плотных охлаждаемых водой заслонок и рам, заключения печи в воздухо-непроницаемый кожух, применения уплотняющих обмазок и т. п.).

Таблица 21

Величина отношения $b = V_{\text{газ}} : V_{\text{дым}}^{\text{теор}}$

Вид газа	b	Вид газа	b
Доменный газ: $Q_{\text{н}} = 800$ ккал	0.63	Генераторный газ $Q_{\text{н}} = 1500$ ккал	0.46
$Q_{\text{н}} = 900$ »	0.61	Смешанный газ *	
Генераторный газ: $Q_{\text{н}} = 1100$ ккал	0.56	$Q_{\text{н}} = 2000$ ккал	0.47
$Q_{\text{н}} = 1300$ »	0.51	Водяной газ	0.36

* Доменного газа 62%, коксовального газа 38%.

Вообще, при определении статей расхода тепла, дающих в ф-ле (97) $\Sigma q \frac{100 + \Sigma p}{100}$, следует не только пользоваться теоретическими подсчетами, но и возможно широко использовать данные практического опыта.

ГЛАВА II

ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ ПЕЧНЫХ ГАЗОВ

Во многих случаях печных расчетов важно знать теплоемкость и теплосодержание продуктов горения („дыма“), воздуха и газа. Это можно иллюстрировать некоторыми примерами.

Так, в предыдущей главе [ф-лы (86—91)] мы видели, что для определения объемов продуктов горения, расхода тепла и топлива в расчетные формулы вставляются теплосодержания продуктов горения, воздуха и газов разного топлива.

Другой пример: зная температуру, объем и теплосодержание отходящего из рабочего пространства печи и поступающего в рекуператор дыма, мы из перемножения этих величин знаем количество тепла, проходящего к рекуператору. Зная количество тепла, расходуемого в рекуператоре на нагрев воздуха, а также тепловые потери через внешние стены и через просачивание в рекуператоре нагретого воздуха в дымовые каналы и вычитая это тепло из количества тепла, приходящего к рекуператору, мы имеем количество тепла, содержащегося в дыме, уходящем из рекуператора. Вместе с тем, зная объем дыма, мы путем деления тепла, содержащегося в нем, на объем его получаем теплосодержание 1 м^3 дыма. Зная теплосодержание покидающего рекуператор дыма, легко узнать его температуру.

Зная заданную температуру нагрева воздуха в рекуператоре и температуру его при поступлении в рекуператор, мы имеем все температурные данные для расчета средней разницы температур дыма и воздуха, на основании которой подсчитывается поверхность рекуператора.

При расчете регенератора теплосодержание дыма, воздуха и нагреваемого газа также имеет значение („водяные числа“ в расчетах по Шаку, Руммелю, Гейлигенштедту).

В расчетах дымовых боров и дымовой трубы теплосодержание и связанная с этим температура дыма также имеют большое значение. Объем дыма в борове и трубе бывает больше, чем объем продуктов горения в топке или пламенном пространстве. На всем пути движения печных газов происходит присос воздуха, тем больший, чем пронизаемее для воздуха стенки печи и каналов и чем больше мест, через которые воздух может просачиваться. Иногда этот присос значительно превышает объем воздуха, необходимого для горения, или объем первоначально образующихся продуктов горения. Помимо увеличения объема протекающих через боров и трубу газов, что требует увеличения сечения их, это уменьшает теплосодержание 1 нм³ дыма и температуру его; вследствие этого требуется увеличение высоты трубы.

Теплосодержание 1 нм³ газа T_t равняется средней теплоемкости его c_0^t , помноженной на температуру:

$$T_t = c_0^t t. \quad (100)$$

Теплоемкость смеси газов равняется сумме произведений теплоемкостей каждой составляющей на объем составляющей V в 1 нм³ смеси:

$$(c_0^t)_{\text{смеси}} = (c_0^t)_1 \cdot V_1 + (c_0^t)_2 \cdot V_2 + (c_0^t)_3 \cdot V_3 + \dots = \Sigma c_0^t V. \quad (101)$$

Теплосодержание смеси при t° будет

$$(T_t)_{\text{смеси}} = \Sigma c_0^t V \cdot t. \quad (102)$$

Дым при полном горении представляет собой смесь из CO₂, SO₂, H₂O, N₂ и избыточного воздуха. Следовательно, теплоемкость и теплосодержание 1 нм³ дыма будут определяться содержанием

Таблица 22

Теплосодержание 1 грамм-молекулы (в ккал)

Температура °С	Павлов	Гудинэф и Фельбек	Партинг- тон и Шиллинг	Стан- дарты *
CO ₂				
100°	0.912	0.92	0.90	0.89
1000	11.317	11.91	10.68	10.60
1800	22.014	23.55	21.08	20.95
H ₂ O				
100°	0.810	0.83	0.91	0.83
1000	8.750	8.88	8.99	8.91
1800	18.209	18.01	18.35	18.34
Двухатомные газы				
100°	0.673	0.70	0.70	0.697
1000	7.135	7.20	7.15	7.15
1800	13.491	13.63	13.39	13.40

* Выработаны Комиссией III Всесоюзного теплотехнического съезда, Изв. Теплотехн. инст., № 2 (45), 1929, стр. 96.

теплосодержание 1 нм³ дыма будут определяться содержанием этих газов в дыме.

В табл. 22 даем теплосодержание 1 грамм-молекулы для CO₂, H₂O и двухатомных газов при 100, 1000 и 1800° по разным авторам.

Из рассмотрения цифр табл. 22 видно, что расхождения между отдельными авторами достигают в отдельных случаях 10%, колеблясь для большинства случаев между 1 и 5%. Значительные расхождения у разных авторов проистекают из

больших трудностей определения теплоемкостей и теплосодержания газов при высоких температурах; неточности наблюдений здесь не-

избежны, отсюда получаются и значительные расхождения. Нет основания предпочесть по существу цифры того или другого автора (Иванцов и Дагаев, 1935).

В основу наших расчетов мы принимаем данные академика М. А. Павлова: его цифрами широко пользуются у нас, поэтому для сравнения целесообразно взять их и в наших расчетах; мы ими будем пользоваться и в дальнейшем.

Все наши расчеты теплосодержания мы ведем на 1 нм³, т. е. на 1 м³ газов при 0° и 760 мм давления.

Теплоемкость и теплосодержание составных частей дыма

В табл. 23 даются средние теплоемкость c_0^t и теплосодержание T_t 1 нм³ составных частей дыма — CO₂, SO₂, H₂O, N₂ — и воздуха по данным акад. М. А. Павлова.

Таблица 23

Средние теплоемкость c_0^t и теплосодержание T_t 1 нм³ составных частей дыма при разных температурах t

Температура °C	CO ₂	SO ₂	H ₂ O		N ₂		Воздух	
	c_0^t	T_t	c_0^t	T_t	c_0^t	T_t	c_0^t	T_t
100	0.411	41.1	0.361	36.1	0.301	30.1	0.302	30.2
200	0.423	84.6	0.364	72.8	0.303	60.6	0.304	60.8
300	0.435	130.5	0.366	109.8	0.305	91.5	0.306	91.8
400	0.447	178.8	0.369	147.6	0.307	122.8	0.308	123.2
500	0.459	229.5	0.372	186.0	0.309	154.5	0.310	155.0
600	0.470	282.0	0.375	225.0	0.311	186.6	0.312	187.2
700	0.480	336.0	0.378	264.6	0.313	219.1	0.314	219.8
800	0.489	391.2	0.382	305.6	0.315	252.0	0.316	252.8
900	0.497	447.3	0.386	347.4	0.317	285.3	0.318	286.2
1000	0.505	505.5	0.391	391.0	0.319	319.0	0.320	320.0
1100	0.512	563.2	0.396	435.6	0.321	353.1	0.322	354.2
1200	0.519	622.8	0.402	482.4	0.323	387.6	0.324	388.8
1300	0.525	682.5	0.408	530.4	0.325	422.5	0.326	423.8
1400	0.529	740.6	0.415	581.0	0.327	457.8	0.328	459.2
1500	0.534	801.0	0.423	634.5	0.329	493.5	0.330	495.0
1600	0.538	860.8	0.432	691.2	0.331	529.6	0.332	531.2
1700	0.542	921.4	0.441	749.7	0.333	566.1	0.334	567.8
1800	0.546	982.8	0.452	813.6	0.335	603.0	0.336	604.8
1900	0.550	1045.0	0.463	879.7	0.337	640.3	0.338	642.2
2000	0.553	1106.0	0.475	950.0	0.339	678.0	0.340	680.0
2100	0.556	1167.5	0.489	1026.9	0.341	716.1	0.342	718.2
2200	0.559	1229.2	0.504	1108.8	0.343	754.6	0.345	759.0

Продукты горения могут иметь различный состав, поэтому и суммарная теплоемкость, и теплосодержание дыма должны отличаться для разных случаев: при разном роде топлива, при разной влажности топлива, при разном избытке воздуха при сжигании топлива.

Насколько же сильно отличаются суммарные теплоемкости и теплосодержания дыма в отдельных случаях?

Главную составную часть каждого дыма дают азот и избыточный воздух, теплоемкости и теплосодержания которых почти одинаковы. Содержание их в сумме колеблется в зависимости от рода топлива, его влажности, от избытка воздуха при горении; пределы колебания содержания азота и воздуха в дыме лежат между 60 и 89%, в среднем между 70 и 84%. Такое большое содержание азота и воздуха

в дыме уменьшает влияние различного содержания в нем CO_2 и H_2O на колебания теплоемкости и теплосодержания.

В табл. I—XXVI (см. Приложения) даны расчеты состава дыма разных видов топлива. При этих же расчетах дано „полное теплосодержание дыма“, т. е. теплосодержание его при теоретической температуре горения, а также объемы воздуха и дыма на 1000 ккал.

Средние теплоемкость и теплосодержание дыма при горении главнейших видов топлива

На основании расчетов состава дыма нами вычислены теплоемкость и теплосодержание его и сведены в таблицы.

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 м^3 дыма, получающегося при

Название		100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°
Углерод	T_t	32.5	65.8	99.6	134.5	170	206.1	243.8	280.7	319.5
	c_0^t	0.325	0.329	0.332	0.336	0.340	0.344	0.348	0.351	0.355
Водород	T_t	32.2	64.8	98.1	131.5	166	200.4	236	271.3	306.7
	c_0^t	0.322	0.324	0.327	0.329	0.332	0.334	0.337	0.339	0.341
С—88%, Н—12%	T_t	32.4	65.4	99.3	133.5	168.5	204.6	241	277.5	316
	c_0^t	0.324	0.327	0.331	0.334	0.337	0.341	0.344	0.347	0.351
Природный газ	T_t	32.3	65.2	98.7	132.8	167.5	202.8	238.7	275.3	312.3
	c_0^t	0.323	0.326	0.329	0.332	0.335	0.338	0.341	0.344	0.347
Древесина	T_t	33	66.6	101.1	136.1	172	208	245.6	283	322
	c_0^t	0.330	0.333	0.337	0.340	0.344	0.347	0.351	0.354	0.358
Торфяная масса	T_t	32.7	66.2	100.3	135.0	170.5	206.4	243	280.7	319
	c_0^t	0.327	0.331	0.334	0.338	0.341	0.344	0.348	0.351	0.355
Буроугольная масса	T_t	32.6	65.9	99.8	134.5	169.9	206	242.8	280.2	318.3
	c_0^t	0.326	0.329	0.333	0.336	0.340	0.343	0.347	0.350	0.354
Каменноугольная масса	T_t	32.6	65.8	99.8	134.3	169.7	205.7	242.3	279.7	317.7
	c_0^t	0.326	0.329	0.333	0.336	0.339	0.343	0.346	0.350	0.353
Антрацитовая масса	T_t	32.5	65.8	99.8	134	169.8	205.8	242.5	280	318.1
	c_0^t	0.325	0.329	0.332	0.336	0.339	0.343	0.347	0.350	0.353
Доменный газ ($Q_H = 787$ ккал/ м^3)	T_t	33.4	67.6	102.6	138.4	175	212.4	250.7	289.7	329.5
	c_0^t	0.334	0.338	0.342	0.346	0.350	0.354	0.358	0.362	0.366
Возд.-генер. газ из кокса	T_t	32.6	65.9	99.8	134.6	170	206.1	243	280.6	318.9
	c_0^t	0.326	0.329	0.333	0.336	0.340	0.344	0.347	0.351	0.354
Генер. газ из бурого угля	T_t	32.7	66.2	100.3	135.1	170.6	206.8	243.7	281.3	319.6
	c_0^t	0.327	0.331	0.334	0.338	0.341	0.345	0.348	0.352	0.355
Колошник. газ торф. домны	T_t	32.3	65.2	98.8	133	168	203.5	239.7	276.5	314
	c_0^t	0.323	0.326	0.329	0.333	0.336	0.339	0.342	0.346	0.349
Колошник. газ торф. домны на кисло- родн. дутье	T_t	33.5	67.7	102.8	138.6	175.3	212.8	251	290.1	329.9
	c_0^t	0.335	0.339	0.343	0.347	0.351	0.355	0.359	0.363	0.367
Коксовальный газ	T_t	32.4	65.3	98.8	132.9	167.6	202.9	238.8	275.2	312.3
	c_0^t	0.324	0.326	0.329	0.332	0.335	0.338	0.341	0.344	0.347
Водяной газ	T_t	33.2	67.1	101.6	136.9	172.9	209.6	246.6	285	323.9
	c_0^t	0.332	0.335	0.339	0.342	0.346	0.349	0.353	0.356	0.360

Табл. 24 содержит цифры теплоемкости и теплосодержания дыма, получающегося при сжигании сухой горючей массы топлива разного рода при горении с теоретическим объемом воздуха. При рассмотрении цифр табл. 24 бросается в глаза малая разница в теплосодержании дыма, получающегося от сжигания сухой горючей массы разных топлив без избытка воздуха.

Для сравнения примем теплосодержание дыма наиболее распространенного топлива—каменного угля—за 100% и сравним с ним теплосодержание дыма от сжигания других топлив в процентах. Излишне делать сравнение при всех температурах и составлять такую же большую таблицу, достаточно взять одну-две температуры. Сделаем сравнение при 900 и 1800° (табл. 25).

Таблица 24

сжигании сухой горючей массы без избытка воздуха

1000°	1100°	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	1900°	2000°	2100°	2200°	2300°	2400°
358	398.2	438	478	518	559	600	641.5	683.5	725.6	768	812	856		
0.358	0.362	0.365	0.367	0.370	0.373	0.375	0.377	0.380	0.382	0.384	0.387	0.389		
344	382	421.5	461	503.5	544	587	630.5	677	722	768	815	862		
0.344	0.347	0.351	0.355	0.359	0.363	0.367	0.371	0.376	0.380	0.384	0.388	0.392		
353.9	392.5	432	471.5	513	553.5	594.9	638	681	724	768	815	860		
0.354	0.357	0.360	0.363	0.366	0.369	0.372	0.375	0.378	0.381	0.384	0.388	0.391		
350.4	389.5	428	469	509.6	551	593.7	636.5	680	726	770	817	861		
0.350	0.354	0.357	0.361	0.364	0.368	0.371	0.375	0.378	0.382	0.385	0.389	0.392		
361.4	401.5	441	482	522.4	566	609.8	653	696	743	790	837	886		
0.361	0.364	0.367	0.370	0.373	0.377	0.380	0.384	0.387	0.391	0.395	0.399	0.402		
358.2	397.5	438.5	477	519	561	604	646.5	691	735	780	826	873		
0.358	0.361	0.365	0.368	0.371	0.374	0.377	0.380	0.383	0.387	0.390	0.393	0.397		
357	396	435.6	475.8	516.6	558	599.6	643	686.3	730	775.2	820.5	866.4		
0.357	0.360	0.363	0.366	0.369	0.372	0.375	0.378	0.381	0.384	0.388	0.391	0.394		
356.7	395.6	435	475.5	516	557	598.8	641.4	684.4	728.1	772.2	817.1	863.1		
0.357	0.360	0.363	0.366	0.368	0.371	0.374	0.377	0.380	0.383	0.386	0.389	0.392		
357	396.1	435.2	475.2	515.6	556.7	598.4	640.4	682.7	725.8	769.2	813.3	857.8		
0.357	0.360	0.363	0.366	0.368	0.371	0.374	0.377	0.379	0.382	0.385	0.387	0.390		
370.1	410.4	451.4	493	535.1	578	621.3	665.7	709.9						
0.370	0.373	0.376	0.379	0.382	0.358	0.388	0.392	0.395						
357.8	396.3	435.7	475.4	515.6	556.5	596.8	639.5	682						
0.358	0.360	0.363	0.366	0.368	0.371	0.374	0.376	0.379						
358.5	397.8	437.8	478.3	519.4	561.1	603.7	646.7	690.3						
0.359	0.362	0.365	0.368	0.371	0.374	0.377	0.380	0.384						
352.1	390.6	429.6	469.2	509.3	550.2	591.5	633.4	675.9	719.2	762.8				
0.352	0.355	0.358	0.361	0.364	0.367	0.370	0.373	0.376	0.379	0.381				
370.6	411.3	452.6	494.7	537.3	580.7	624.6	669.3	714.6	760.6	807.4				
0.371	0.374	0.377	0.381	0.384	0.387	0.390	0.394	0.397	0.400	0.404				
349.9	388.5	427.9	467.9	508.8	550.2	592.2	634.8	678.2	723.1	767	812.3	858.2		
0.350	0.353	0.357	0.360	0.363	0.367	0.370	0.373	0.377	0.380	0.384	0.387	0.390		
363.4	403.6	444.5	486.1	528.9	572.7	617	662.2	708.1	754.7	802.4	850.5	899.5	949.2	1000
0.363	0.367	0.370	0.374	0.378	0.382	0.386	0.390	0.393	0.397	0.401	0.405	0.409	0.413	0.417

Таблица 25

Сравнение теплосодержания дыма главных сортов топлива при теоретическом объеме воздуха (в %)

Род топлива	При температуре	
	900°	1800°
Каменный уголь	100	100
Антрацит	100.1	99.7
Бурый уголь	100.2	100.3
Торф	100.4	100.9
Древесина	101.5	101.7
Нефть (С 88%, Н 12%)	99.5	99.5
Генераторный газ	100.4	100.9
Воздушно-генераторный газ	100.4	99.7
Коксовальный газ	98.3	99.1
Колошниковый газ торф. домны	98.8	98.8
Водяной газ	101.9	96.6
Доменный газ	103.7	96.3
Колошниковый газ торф. домны на кислородное дутье	103.8	95.6

ни с теплосодержанием каменноугольного дыма (в %):

	При температуре	
	900°	1800°
Каменноугольный дым	100	100
CO ₂	141	143
H ₂ O	109	119
N ₂	90	88

В реальных случаях горения топливо всегда содержит влажность, и горение (полное) всегда идет с расходом воздуха выше теоретического. Обогащение дыма парами воды увеличивает теплосодержание дыма, обогащение избыточным воздухом снижает теплосодержание.

Чтобы получить конкретные цифры теплосодержания дыма при разной степени влажности топлива и при разном избытке воздуха, составлены табл. XXVII—LII (см. Приложения), а в связи с ними — таблицы теплосодержания воздуха (LIII), газообразного топлива (LIV) и составных частей печных газов (LV).

Таблица 26

Теплосодержание дыма для дров, торфа, бурого и каменного угля

Температура °C	T _t	Температура °C		Температура °C	
		T _t	T _t	T _t	T _t
100	32	800	273	1400	495—503
200	64	900	310	1500	507—547
300	96	1000	348	1600	576—587
400	131	1100	336	1700	618—631
500	166	1200	420—428	1800	660—675
600	201	1300	460—468	1900	700—718
700	237				

Таким образом, колебания теплосодержания дыма для самых употребительных родов топлива в большинстве случаев очень невелики. Отклонения эти несколько больше, когда состав дыма сравнительно namного отличается от некоторого среднего состава.

Увеличение содержания CO₂ (или SO₂) и H₂O увеличивает теплосодержание дыма; увеличение содержания N₂ (и воздуха) уменьшает. Теплосодержание этих составных частей находится в следующем соотношении с теплосодержанием каменноугольного дыма (в %):

На основании цифр этих таблиц составлена диаграмма (рис. 25) теплосодержания дыма нескольких топлив для наиболее часто встречающихся условий горения, каковыми будут:

для твердых топлив:

	Влажность	Избыток воздуха
Дрова	20%	50%
Торф	30	50
Бурый уголь	20	50
Каменный уголь	3	50

для газообразных топлив — избыток воздуха 20%.

Диаграмма показывает, что для твердых топлив в обычных условиях сжигания теплосодержание дыма очень близко для разных видов топлива. Для дров, торфа, бурого и каменного угля теплосодержание можно принять согласно табл. 26 (см. 76 стр.).

Более низкие цифры T_t относятся к древнему топливу — каменному углю; чем моложе ископаемое топливо, тем больше паров воды содержится в продуктах его горения, тем выше будет теплосодержание дыма.

При отклонении условий горения от указанных средних следует вводить поправки. Именно, увеличение влажности топлива на 1% увеличивает теплосодержание топлива:

Температура дыма, в °С	от 100 до 1000	1500	2000
Увеличение теплосодержания дыма T_t , в %	0.03	0.04	0.05

Изменение избытка воздуха изменяет теплосодержание дыма: увеличение избытка воздуха снижает его, уменьшение — повышает. Соответствующее изменение теплосодержания T_t в процентах (на каждый процент изменения избытка воздуха) выразится следующими цифрами:

А. При влажности топлива в 0%

Температура дыма, в °С	100	500	1000	1500	2000
Избыток воздуха:					
0—50%	0.05	0.06	0.07	0.08	0.09
50—100%	0.03	0.03	0.04	0.04	0.04

Б. При влажности топлива 40—50%

Температура дыма, в °С	100	500	1000	1500	2000
Избыток воздуха:					
0—50%	0.05	0.05	0.07	0.08	0.09
50—100%	0.03	0.04	0.04	0.05	0.06

Цифры табл. 26 — средние и могут быть применяемы в печных расчетах тогда, когда печь должна работать на разных топливах, если при задании определенно не указан род топлива или если можно предполагать, что в будущем печь может быть приспособлена не для того топлива, какое предназначалось при проектировании печи.

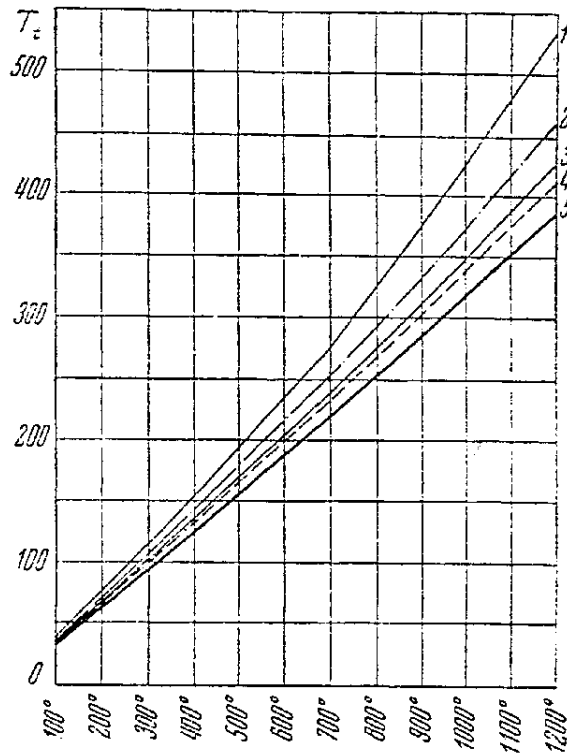


Рис. 26. Теплосодержание газов:

1—коксовальный газ; 2—смешанный газ; 3—доменный газ; 4—генераторный газ; 5—воздух.

Но и помимо пользования приближенно округленными цифрами, при пользовании подробными таблицами теплосодержания и средних теплоемкостей (табл. XXVII—LII) не следует забывать сказанного вначале: цифры теплоемкостей у разных исследователей несколько расходятся между собой, нет основания отдавать предпочтение одним перед другими, так что в сущности и исходные наши таблицы также являются несколько приближенными. Это следует иметь в виду при пользовании ими при расчетах, давая некоторый небольшой процент запаса в рассчитываемых частях печной системы (поверхность рекуператоров, регенераторов, высота дымовой трубы и т. п.).

При печных расчетах иногда приходится иметь дело также с теплосодержанием воздуха и газообразного топлива; это теплосодержание дается на графике рис. 26.

ГЛАВА III

ОБЪЕМ ПЕЧНЫХ ГАЗОВ

В зависимости от рассчитанного расхода тепла в печи необходимо сжечь соответствующее количество топлива; в связи с этим надо израсходовать определенное количество воздуха и получить определенное количество дыма. Так как расчет печи как системы сводится в основном к сбалансированию располагаемого напора с гидравлическими сопротивлениями при движении газов по всем частям системы, то определение объема движущихся печных газов представляет собой важную часть расчета печи.

Расчет расхода воздуха и объема получающегося дыма можно делать или для данного топлива по его химическому составу, или для разных топлив по их роду и теплотворной способности, или по расходу тепла печью в калориях.

1. РАСЧЕТ ОБЪЕМА ПЕЧНЫХ ГАЗОВ ПО ХИМИЧЕСКОМУ СОСТАВУ ТОПЛИВА

Объем расходуемого при сжигании 1 кг или 1 м^3 топлива можно рассчитать общими приемами стехиометрического расчета реагирующих и получающихся в результате химической реакции веществ; при этом в химические уравнения, кроме реагирующего кислорода, пишется также и азот в объемном отношении его к кислороду в воздухе — $79:21=3.76$. Определенные в результате стехиометрического расчета весовые количества делятся на объемные веса, т. е. для расходуемого воздуха на 1.293 $\text{кг}/\text{м}^3$, для углекислоты на — 1.975, для водяного пара — на 0.804, для сернистого ангидрида — на 2.93, для азота — на 1.25.

Удобнее вести расчет так, чтобы в результате сразу получились объемы. Для твердого и жидкого топлива удобно для этого расчет вести общеизвестным способом в грамм-молекулах, ибо грамм-молекула (моль) есть не только весовая, но и объемная единица, равная 22.4 л; расчеты же газообразного топлива вести в грамм-молекулах нет необходимости, ибо состав газообразного топлива уже дается в объемных процентах.

Подробно останавливаться на этих расчетах мы не будем. Для расчетов полезно пользоваться единообразной табличной формой.

Покажем на двух примерах — для твердого и газообразного топлива — принятый нами порядок расположения расчета расхода воздуха, получающегося объема дыма на единицу (1 кг или 1 м^3) топлива, процентного состава дыма и объемного веса его.

1-й пример. Каменный уголь состава: С—74.35%; Н—4.65%; S—2.09%; О—5.11%; N—1.3%; H₂O—5.26%; зола—7.24%; избыток воздуха—75%.

Таблица 27

Расчет горения каменного угля

В 1 кг содержится г	Продукты горения	O ₂ из воз- духа	N ₂ из воз- духа	Дым	Состав дыма %
С 743.5	CO ₂ 61.95	61.95	—	CO ₂ 61.95	10.00
S 20.9	SO ₂ 0.65	0.65	—	SO ₂ 0.65	0.11
H 46.5	H ₂ O 23.25	11.63	—	H ₂ O 26.17	4.21
N 13.0	N ₂ 0.46	—	—	N ₂ 273.46	44.03
H ₂ O 52.6	H ₂ O 2.92	—	72.63	Воздух 259	41.65
O ₂ 51.1	(-O ₂ -1.60)	-1.60	× 3.76		
N 13.0	N ₂ 0.46				
		72.63	273	621.23 моля = 13.93 нм ³	100
		Воздух 345.63			

Воздух теоретич. 345.63 моля = 7.74 нм³

Избыток воздуха 75% 259 » = 5.81 »

Всего воздуха . . . 604.63 моля = 13.55 нм³

$$\gamma_{\text{одым}} = \frac{1 - 0.0724 + 13.55 \times 1.293}{13.93} = 1.32 \text{ кг/нм}^3.$$

2-й пример. Газ состава: CO₂—3.5%; CO—27.3%; H₂—11.7%; CH₄—3.2%; C₂H₄—0.2%; O₂—0.5%; N₂—53.6%; избыток воздуха—20%.

Таблица 28

Расчет горения генераторного газа

В 1 нм ³ газа содер- жится	Продукты горения	O ₂ из воз- духа	N ₂ из воз- духа	Дым	Состав дыма %
CO ₂ 0.035	CO ₂ 0.035	—	—	—	—
CO 0.273	CO ₂ 0.273	0.137	—	CO ₂ 0.344	15.03
CH ₄ 0.032	CO ₂ 0.032	0.032	—	H ₂ O 0.185	8.08
	H ₂ O 0.064	0.032	—	N ₂ 1.515	66.07
C ₂ H ₄ 0.002	CO ₂ 0.004	0.004	—	Воздух 0.248	10.82
	H ₂ O 0.004	0.002	—		
H ₂ 0.117	H ₂ O 0.117	0.058	0.26	—	—
O ₂ 0.005	(-O ₂ -0.005)	-0.005	× 3.76	—	—
N ₂ 0.536	N ₂ 0.536	—	—	—	—
	1.065	0.26	0.979	2.292	100

Воздух теоретич. 1.239 нм³

Избыток воздуха 20% 0.248 »

Всего воздуха . . . 1.487 нм³

$$\gamma_{\text{одым}} = \frac{0.344 \times 1.97 + 0.185 \times 0.8 + 1.514 \times 1.25 + 0.248 \times 1.293}{2.291} = \frac{3.041}{2.291} = 1.327 \text{ кг/нм}^3$$

По такой форме сделаны расчеты в табл. I—XXVI для твердого и жидкого топлива, в молях, с переводом в конечном результате на

нормальный куб. метр; для газообразного — непосредственно в нормальных куб. метрах (нм^3).

Вспомогательные таблицы для расчета объема печных газов и их объемного веса. Для упрощения расчетов нами составлены таблицы LVI—LXXVI. В этих таблицах даны расходы воздуха и объемы получающихся продуктов горения („дыма“) при разных избытках воздуха, на единицу топлива—1 кг или 1 нм^3 , на каждый 1% составной части топлива. Для твердых и жидких топлив (табл. LVI—LXII) дается процент элементарного весового состава — углерода, водорода, серы, кислорода, влажности; для газообразного — объемные проценты газов, из которых состоит газовая смесь топлива.

Этим таблицам надо предпослать следующее замечание. Каждый элемент топлива, сгорая, потребляет некоторый объем воздуха и дает некоторый объем дыма. Кислород действует обратно. Кислород в твердом и жидком топливе уже соединен с другими элементами. Следовательно, в кислородсодержащем топливе некоторые элементы уже отчасти „сгорели“ раньше процесса горения. По схеме Дюлонга, кислород в топливе соединен с водородом, давая элементы воды. Это только схема — кислородные соединения в топливе сложны и разнообразны, и кислород соединен не только с водородом, но и с другими элементами. Элементы топлива возьмут из воздуха в процессе горения кислорода не столько, сколько надо по их процентному содержанию, а меньше на то количество кислорода, сколько его содержится в топливе. Таким образом, наличие кислорода в топливе сопровождается уменьшением потребления воздуха. При этом количество непосредственных продуктов горения — углекислоты, водяных паров, сернистого ангидрида, элементарного азота — остается то же самое, независимо от того, пошел ли весь кислород на горение из воздуха или же часть его пошла из состава топлива. Количество же „дыма“ будет меньше по сравнению с тем, если бы кислород для горения шел только из воздуха, так как этот кислород захватывает с собой в дым и азот из воздуха, что не имеет места при кислороде, содержащемся в составе твердого или жидкого топлива. Поэтому цифры табл. LXII имеют перед собой отрицательный знак: число процентов содержания кислорода надо помножить на данное отрицательное число и вычесть из расхода воздуха и соответственно из объема дыма для данного твердого или жидкого топлива.

С газообразным топливом (табл. LXIII—LXXVI) дело обстоит несколько иначе. Кислород в газообразном топливе имеет своим происхождением в небольшой степени незавершение реакции неполного горения (генераторный процесс), главным же образом кислород попадает в порядке последующего засасывания. И в том, и в другом случае кислород попадает из атмосферы и поступает вместе с азотом в той же пропорции, каковая существует в атмосфере, т. е. в отношении азота к кислороду $79:21 = 3.76$, или воздуха к кислороду $100:21 = 4.76$.

Таким образом, и при газообразном топливе наличие кислорода в топливе снижает расход воздуха, именно каждый 1% кислорода в 1 нм^3 газообразного горючего уменьшает расход воздуха на 0.0476 нм^3 . Это тоже величина с отрицательным знаком.

На количество дыма кислород в газообразном топливе не влияет: кислород здесь находится в смеси с азотом в пропорции воздуха; совершенно безразлично для объема продуктов горения, получают ли они только за счет горения с „внешним“ воздухом или отчасти и за счет того воздуха, который находится „внутри“ самого газообразного топлива.

Табл. LVI — LXII показывают расходы воздуха и объем получающегося дыма в 1 нм³ на 1% содержания каждой составной части единицы топлива; другими словами, на 0.01 кг углерода, водорода, серы, кислорода, азота или влажности в 1 кг твердого или жидкого топлива; табл. LXIII — LXXVI — на 0.01 нм³ газообразной составной части в 1 нм³ газообразного горючего. И расход воздуха, и расход дыма даны в нормальных куб. метрах.

При каждой таблице дается также объемный вес γ_0 продуктов горения данной составной части при разных избытках воздуха.

Для примера сделаем расчет горения того же топлива, которое мы взяли при расчете по молям и с тем же избытком воздуха — 75% (табл. 29).

Для получения объема расходуемого воздуха и получающихся продуктов горения надо процентное содержание каждого элемента помножить на соответствующие цифры объема воздуха и дыма при заданном избытке воздуха и полученные произведения суммировать. Для определения объемного веса γ_0 следует объемный вес по каждому элементу помножить на долю каждого элемента в единице топлива, полученные произведения сложить и разделить на объем дыма; другими словами, — определить „средневзвешенное“. Покажем это на примере каменного угля, расчет которого уже был дан в табл. 27. Расположим расчет в порядке нижеследующей таблицы.

Таблица 29

Расчет объема воздуха, дыма и объемного веса дыма при сжигании 1 кг каменного угля состава:

C—74.35%; H—4.65%; S—2.09%; N—1.30%; H₂O—5.26%; O—5.11%; зола—7.24%;
избыток воздуха—75%

Составляющие элементы	Расход воздуха, нм ³	Объем дыма, нм ³	Объемный вес дыма, кг/нм ³
C	$74.35 \times 0.1556 = 11.57$	$74.35 \times 0.1556 = 11.57$	$11.57 \times 1.35 = 15.61$
H	$4.65 \times 0.4564 = 2.12$	$4.65 \times 0.5124 = 2.38$	$2.38 \times 1.17 = 2.80$
S	$2.09 \times 0.0592 = 0.12$	$2.09 \times 0.0593 = 0.12$	$0.12 \times 1.45 = 0.17$
N	—	$1.30 \times 0.0080 = 0.01$	$0.01 \times 1.25 = 0.01$
H ₂ O	—	$5.26 \times 0.0124 = 0.07$	$0.07 \times 0.80 = 0.05$
O	$5.11 \times (-0.058) = -0.31$	$5.11 \times (-0.05) = -0.26$	$(-0.26) \times 1.25 = -0.33$
	13.52	13.89	18.32
			$\gamma_0 = \frac{18.32}{13.89} = 1.32 \text{ кг/нм}^3$

Аналогичным образом составлены таблицы для газообразного топлива.

Объемы воздуха и продуктов горения на 1% от 1 м³ важнейших составных частей газообразного топлива, а также вес 1 нм³ продуктов горения даются в табл. LXIII — LXXVI. Для примера сделаем расчет объема воздуха, дыма и объемного веса при сжигании 1 нм³ газа того же состава, который был взят при расчете в табл. 28.

Расчет дан в табл. 30.

Графики для расчета объема воздуха и дыма. Несколько скорее, хотя и с меньшей точностью, объем расходуемого воздуха и получающегося дыма можно рассчитать по составленным нами графикам для твердого и жидкого топлива (рис. 27) и для газообразного (рис. 28)

Таблица 30

Расчет расхода воздуха, объема и объемного веса дыма при сжигании 1 м^3 газа состава:

CO_2 — 3.5%; CO — 27.3%; H_2 — 11.7%; CH_4 — 3.2%; C_2H_4 — 0.2%; N_2 — 53.6%; O_2 — 0.5%;
избыток воздуха — 20%

Составные части	Расход воздуха, м^3	Объем дыма, м^3	Объемный вес дыма, $\text{кг}/\text{м}^3$
CO_2	3.5	$3.5 \times 0.0100 = 0.035$	$0.035 \times 1.97 = 0.069$
CO	$27.3 \times 0.0286 = 0.782$	$27.3 \times 0.0336 = 0.918$	$0.918 \times 1.47 = 1.348$
CH_4	$3.2 \times 0.1142 = 0.366$	$3.2 \times 0.1243 = 0.398$	$0.398 \times 1.23 = 0.490$
C_2H_4	$0.2 \times 0.1713 = 0.034$	$0.2 \times 0.1815 = 0.036$	$0.036 \times 1.28 = 0.046$
H_2	$11.7 \times 0.0286 = 0.335$	$11.7 \times 0.0336 = 0.393$	$0.393 \times 1.12 = 0.441$
N_2	53.6	$53.6 \times 0.0100 = 0.536$	$0.536 \times 1.25 = 0.670$
O_2	$6.5 \times (-0.0476) = -0.029$	—	—
	1.488	2.316	3.064
			$\gamma_0 = \frac{3.064}{2.316} = 1.325 \text{ кг}/\text{м}^3$

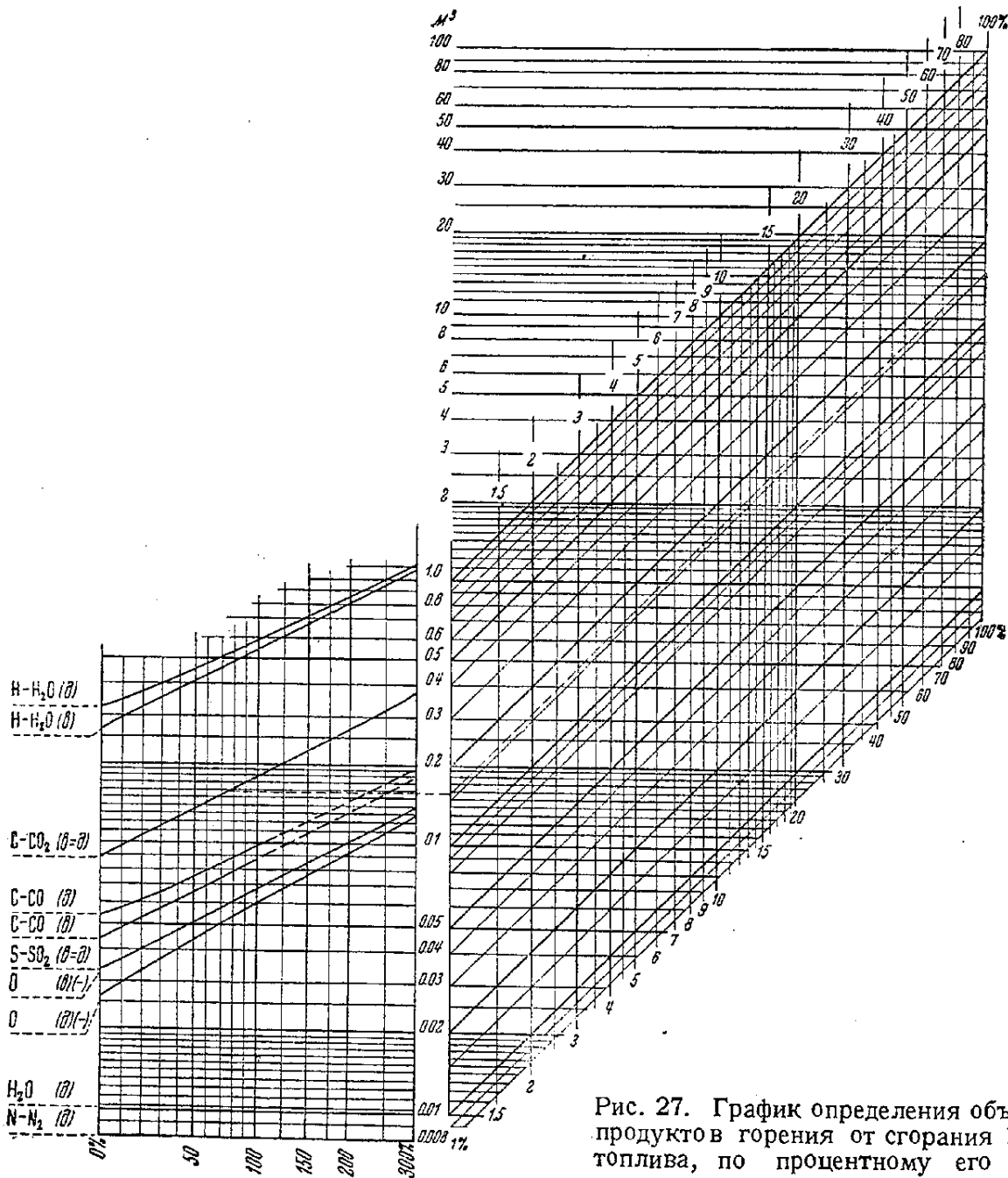


Рис. 27. График определения объема продуктов горения от сгорания 1 кг топлива, по процентному его составу.

Каждый из этих графиков состоит из двух полей: в левом поле по логарифмической сетке нанесены косые линии, которые соответствуют или объему воздуха (v), или объему дыма (d) на 1% составной части дыма. На оси абсцисс нанесены избытки воздуха в процентах; сбоку, на оси ординат, — соответствующие объемы.

Для нахождения объема воздуха или дыма на 1% данной составной части в единице топлива (1 кг или 1 м³) берут пересечение вертикальной линии, соответствующей проценту избытка воздуха, с косой линией, соответствующей воздуху (v) или дыму (d) данной составной части; высота этой точки на расположенной справа (между левым и правым полями) шкале дает соответствующий объем на 1% данной составной части топлива.

Правое поле служит для определения объема на все процентное содержание данной составной части: получив объем на 1%, надо двигаться вправо вверх, по косым линиям правого поля до вертикальной линии, соответствующей процентному содержанию данной составной части. Высота точки пересечения соответствует объему дыма или воздуха. Определенные таким образом объемы для воздуха и для дыма по каждой составной части суммируются для всех составных частей топлива.

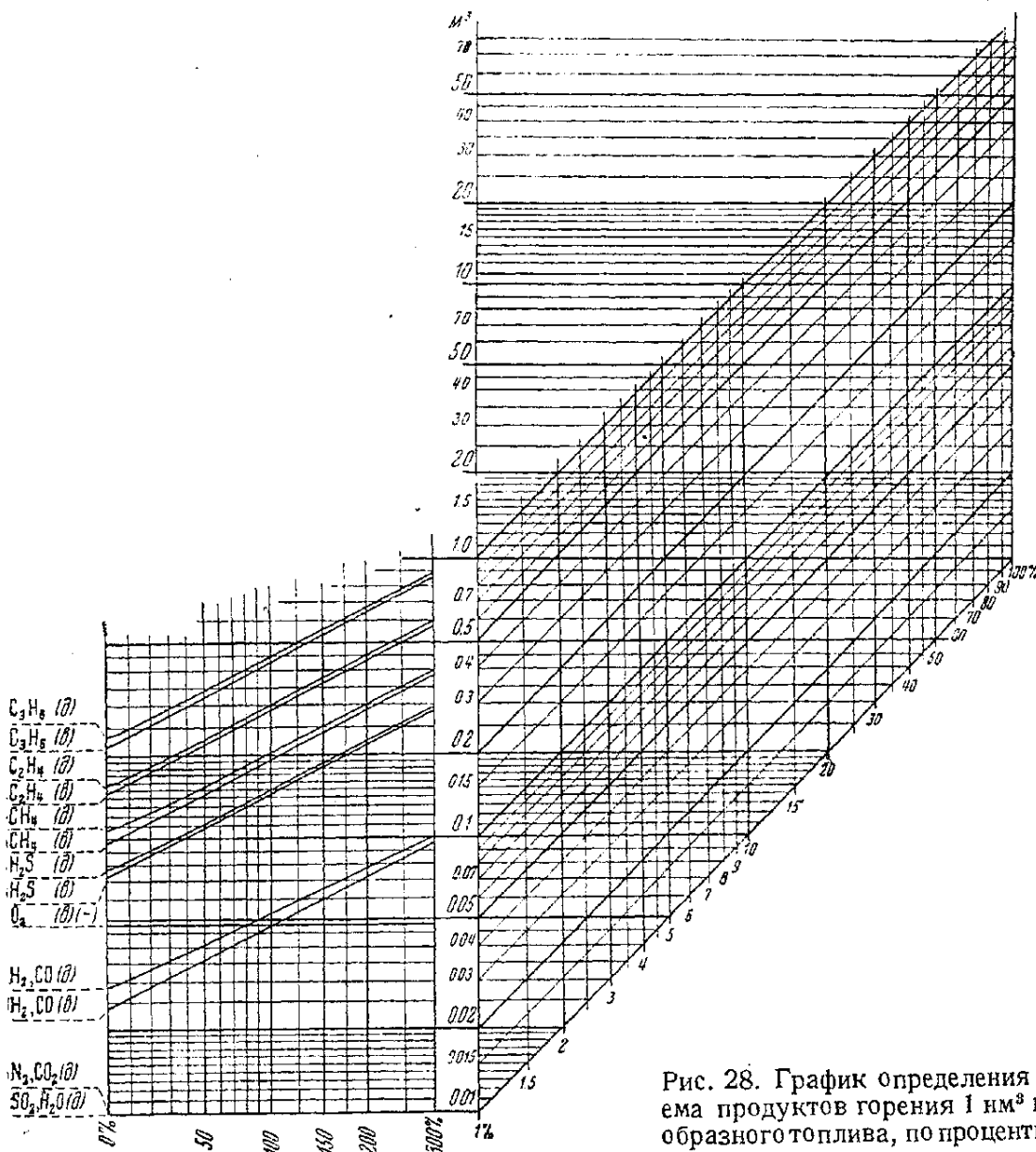


Рис. 28. График определения объема продуктов горения 1 м³ газообразного топлива, по процентному его составу.

2. ОБЪЕМ ВОЗДУХА И ДЫМА ПО РОДУ ТОПЛИВА

Главной составной частью в отношении теплопроизводства в обычных видах топлива являются углерод и свободный водород. Чем больше в единице топлива содержится углерода и водорода, тем выше его теплотворная способность и тем больше объем потребленного воздуха и объем продуктов горения на единицу топлива. Розин (Rosin, 1930/31) дал зависимость между родом и теплотворной способностью топлива, теоретическим расходом воздуха и объемом отходящих газов. Зависимость эта приведена в табл. 31.

Таблица 31

Объемы отходящих газов и потребное для горения количество воздуха (в нм^3)

Вид топлива	Теоретический расход воздуха	Теоретический объем продуктов горения
Твердое топливо	$\frac{1.01}{1000} Q_n + 0.50$	$\frac{0.89}{1000} Q_n + 1.65$
Жидкое »	$\frac{0.85}{1000} Q_n + 2.00$	$\frac{1.11}{1000} Q_n$
Бедные газы	$\frac{0.875}{1000} Q_n$	$\frac{0.725}{1000} Q_n + 1.00$
Богатые »	$\frac{1.09}{1000} Q_n - 0.25$	$\frac{1.14}{1000} Q_n + 0.25$

3. ОБЪЕМ ВОЗДУХА И ДЫМА НА 1000 ККАЛ

Расчет печи как системы сводится к расчету объемов и скоростей воздуха, продуктов горения и вытекающих отсюда сопротивлений. Объемы же воздуха и продуктов горения зависят от количества и характера сжигаемого топлива, от потребности в количестве тепла, от числа калорий, которое должно дать топливо для покрытия расходных статей теплового баланса печи.

Таким образом, в конечном счете объем воздуха и газов зависит от числа калорий, которое топливо должно дать печи, и от характера этого топлива. А так как от объема воздуха и продуктов горения должна зависеть конструкция печной системы, то интересно выяснить объемы воздуха и дыма для разных сортов топлива на определенное количество тепловыделения топливом, например, на 1000 ккал.

Если примем обозначения:

Q_n — теплотворная способность (низшая) для данного рода топлива, в ккал;

V — теоретический объем воздуха для сжигания 1 кг топлива, в нм^3 ;

D — объем продуктов горения (дыма, печных газов) при теоретическом объеме воздуха, в нм^3 ,

то получатся объемы, соответствующие тепловыделению в 1000 ккал, для воздуха

$$V_{1000} = \frac{V \cdot 1000}{Q_n},$$

для продуктов горения

$$D_{1000} = \frac{D \cdot 1000}{Q_n}.$$

Приложим эти выражения к горению элементов, из которых слугается топливо, а также к разным сортам топлива.

Таблица 32

Объемы воздуха и дыма на 1000 ккал при сжигании отдельных составных частей топлива

Составные части топлива	На 1 кг (и на 1 нм ³) составной части, нм ³		Q _H ккал	Объем на 1000 ккал, нм ³	
	V ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀		V ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀
C (в CO ₂)	8.89	8.89	8 137	1.092	1.092
C (в CO)	4.44	5.40	2 454	1.810	2.200
H	26.65	32.25	28 905	0.922	1.116
S	3.33	3.33	2 500	1.330	1.330
H ₂	2.38	2.88	2 580	0.922	1.116
H ₂ S	7.14	7.64	5 632	1.267	1.356
CH ₄	9.53	10.53	8 517	1.117	1.238
C ₂ H ₆	16.67	18.16	14 961	1.115	1.212
C ₂ H ₄	14.29	15.92	14 494	0.987	1.097
C ₂ H ₂	11.91	12.41	13 475	0.885	0.922
C ₃ H ₈	23.81	25.81	21 730	1.098	1.188
C ₃ H ₆	21.42	22.92	20 582	1.042	1.113
C ₄ H ₁₀	30.92	33.42	28 422	1.087	1.177
C _n H _m	—	—	15000—16000	0.992—1.002	1.099—1.102
CO	2.38	2.83	3 045	0.783	0.946

Уже из сопоставления этих цифр видно, что колебания в объемах воздуха и дыма на 1000 ккал при сжигании разных составных частей топлива, за исключением S и CO, относительно не велики по сравнению с колебаниями величины теплотворной способности каждой составной части. А так как содержание углерода в величине теплотворной способности каждого топлива очень велико, обычно 80—90%, то можно предполагать, что объемы воздуха и дыма на 1000 ккал должны колебаться незначительно для разных сортов природного топлива.

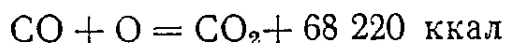
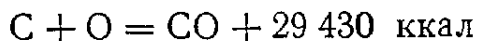
Заметных отклонений в этом отношении можно ожидать для сильно эндотермических или экзотермических соединений. В первом случае при процессе горения будет выделяться тепло не только от окисления элементов данного соединения, но и от разложения его. Поэтому как количество воздуха, расходуемого на получение 1000 ккал, так и количество получаемых продуктов горения будет меньше рассчитанного по теплотам горения отдельных элементов. Наоборот, для экзотермических соединений эти объемы будут значительно больше. Так, например, для ацетилена, при разложении которого выделяется значительное количество энергии, объемы воздуха и дыма на 1000 ккал, вычисленные только на основании теплоты горения по элементарному составу, были бы:

$$V_{1000} = 1.095 \text{ нм}^3 \text{ и } D_{1000} = 1.14 \text{ нм}^3.$$

По действительной же теплотворной способности, определенной экспериментально (калориметрически) и отражающей выделение тепла также и от реакции разложения, получают другие величины:

$$V_{1000} = 0.88 \text{ нм}^3 \text{ и } D_{1000} = 0.92 \text{ нм}^3.$$

Следует также обратить внимание на горение углерода в последовательных стадиях:



Таким образом, в первой стадии горения C выделяется 30% заключенной в углероде тепловой энергии, в последующей — остальные 70%. Это находит отражение и в объемах воздуха и дыма на 1000 ккал: горение C в CO :

$$V_{1000} = 1.81$$

и
$$D_{1000} = 2.20;$$

горение CO в CO_2 :
$$V_{1000} = 0.783$$

и
$$D_{1000} = 0.946.$$

Это имеет значение для такого газообразного топлива, в котором CO играет в теплопроизводстве преобладающую роль. Во всех этих родах топлива (доменный, генераторный, водяной газ) V_{1000} должно быть меньше, чем в топливах, где главную роль играет C .

Водород так же, как и CO , снижает, по сравнению с углеродом, расход воздуха. CO снижает также объем продуктов горения. Наоборот, наличие в топливе балласта — паров воды, CO_2 , азота — увеличивает объем продуктов горения; влажное топливо, доменный и генераторный газы дают на 1000 ккал продуктов горения — D_{1000} — больше, чем топлива без значительного содержания балласта.

Теоретический расход воздуха и объем продуктов горения при сжигании твердого и жидкого топлива

В табл. LXXVII—LXXXV (см. Приложения) дан ряд подсчитанных нами величин V_{1000} и D_{1000} для твердого и жидкого топлива. Цифры этих таблиц показывают, что при теоретическом объеме воздуха и при отсутствии других источников тепла (нагревание воздуха и горючего) как объемы воздуха, так и объемы продуктов горения довольно постоянны для определенного количества тепла, которое топливо должно доставлять печи.

Именно, на 1000 ккал, выделяющихся при сгорании старого геологически топлива (нефть, каменный и бурый уголь), требуется дать 1.088—1.072 нм^3 воздуха сухого, и получается 1.13—1.17 нм^3 продуктов горения.

Для молодого геологически и современного топлива (торф, озерный сапропель, дрова) соответствующие цифры будут: для воздуха 1.056—1.046, для продуктов горения 1.176—1.191.

Для наглядности даем, на основании цифр табл. LXXVII—LXXXV, сводную таблицу 33.

При рассмотрении цифр этих таблиц бросается в глаза следующее:

1. Расход воздуха на 1000 ккал для сухого беззольного топлива очень мало колеблется для разных родов твердого и жидкого топлива. Эти колебания укладываются в практически незначительную величину — 4%.

2. В пределах отдельных родов топлива колебания расхода воздуха еще меньше, в особенности для топлив геологически старых (для каменного угля меньше 1%).

Таблица 33

Средний расход воздуха и объем дыма для твердого и жидкого топлива (в нм^3)

Род топлива	Среднее V_{1000}	Колебания V_{1000}	Среднее D_{1000}	Колебания D_{1000}
Нефть	1.087	1.084—1.093	1.165	1.160—1.173
Смола	1.088	1.083—1.096	1.154	1.124—1.170
Обугленное топливо	1.082	1.073—1.087	1.111	1.097—1.127
Каменный уголь	1.088	1.083—1.095	1.130	1.113—1.142
Сапропелиты	1.082	1.072—1.087	1.167	1.160—1.177
Бурый уголь	1.072	1.060—1.085	1.150	1.140—1.160
Торф	1.056	1.051—1.060	1.176	1.168—1.198
Озерный сапропель	1.054	1.034—1.067	1.185	1.163—1.191
Дрова	1.046	1.043—1.050	1.191	1.190—1.193

3. Для топлив геологически молодых и современных расход воздуха меньше, чем для топлив геологически старых. Это находится в согласии с фактом, что при разложении органического вещества современного топлива — дров — выделяется большое количество тепла — 200—250 ккал на 1 кг древесины, при разложении органического вещества торфа — 80—90 ккал, бурого угля — 30—50 ккал. Теплота разложения вещества каменного угля близка к 0 ккал (по разным определениям колеблется от -20 до +10 ккал).

4. Объем получающегося на 1000 ккал дыма при теоретическом горении для разных родов топлива колеблется в более широких пределах; колебания между средними объемами дыма достигают 8%.

5. Чем более карбонизированным является топливо, тем ближе объем дыма к объему израсходованного для сжигания воздуха. Чем больше горючая часть топлива содержит водорода и кислорода, тем больше объем дыма по сравнению с объемом воздуха и тем больше вообще объем дыма на 1000 ккал.

Теоретический расход воздуха и объем продуктов горения при сжигании газообразного топлива

В твердом и жидком топливе доминирующее значение для расхода воздуха на 1000 ккал и для объема дыма имеет углерод. Для разных видов газообразного топлива разнообразие состава больше, составные части в отдельности требуют для производства 1000 ккал разного расхода воздуха и дают разный объем дыма. Согласно табл. 32, окись углерода и водород, составляющие значительную часть газообразного топлива, на 1000 ккал расходуют 0.783 и 0.922 нм^3 воздуха и дают сравнительно малый объем дыма. Метан, также встречающийся в значительной части в некоторых родах газообразного топлива и требующий значительного расхода тепла на свое разложение, в процессе горения расходует на 1000 ккал относительно много воздуха — 1.117 нм^3 и дает сравнительно большой объем дыма — 1.238 нм^3 .

Процентный состав газообразного топлива разнообразнее, чем жидкого и твердого, и потому колебания расхода воздуха и объема дыма для разных видов его больше, чем для жидкого и твердого топлива.

В табл. LXXXVI — XCII даны цифры расхода воздуха и объема дыма для разных видов газообразного топлива.

Из цифр этих таблиц можно составить следующую сводную табл. 34.

Таблица 34

Средний расход сухого воздуха и объем дыма для сухого газообразного топлива (в нм^3)

Род топлива	Среднее B_{1000}	Колебания B_{1000}	Среднее D_{1000}	Колебания D_{1000}
Природный газ	1.101	1.072—1.117	1.227	1.162—1.258
Газы сухой перегонки	1.010	0.940—1.055	1.190	1.137—1.405
Генераторный газ на обогащенном кислородном дутье	0.875	0.850—0.916	1.219	1.120—1.350
Генераторный газ на обыкновенном дутье	0.863	0.783—0.915	1.482	1.350—1.900
Водяной газ	0.890	0.860—0.945	1.125	1.067—1.212
Доменный газ	0.801	0.783—0.824	1.733	1.610—1.990
Смесь доменного и коксовального газа				
$Q_H = 1500$ ккал	0.837	0.832—0.844	1.642	1.535—1.785
$Q_H = 2000$ »	0.873	0.860—0.887	1.520	1.427—1.616
$Q_H = 2500$ »	0.897	0.878—0.927	1.437	1.321—1.528

Теоретический объем дыма для разных газов нанесен также на графике рис. 29.

Рассматривая цифры табл. 34, нетрудно заметить, что по расходу воздуха газообразное топливо можно разбить на две группы: газы, не содержащие или мало содержащие CO (природный газ и газы сухой перегонки), и газы с большим содержанием CO. Первые расходуют для получения одинакового количества тепла больше воздуха, вторые — меньше.

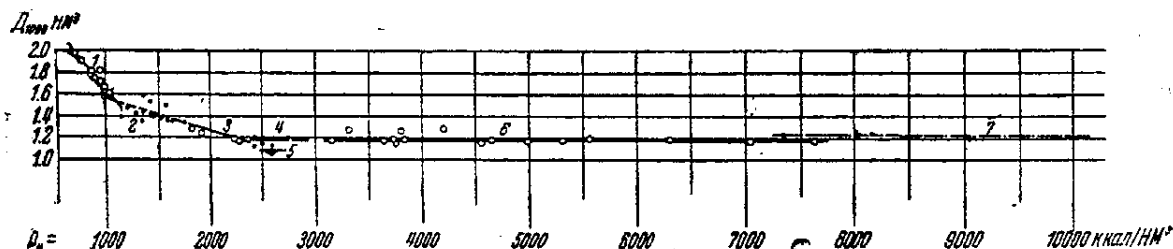


Рис. 29. Теоретический объем дыма на 1000 ккал (D_{1000}):

1—доменный газ; 2—генераторный газ; 3—генераторный газ на обогащенное дутье; 4—двойной водяной газ; 5—водяной газ; 6—газы сухой перегонки; 7—естественные газы.

Далее, различные виды газообразного топлива сильно отличаются друг от друга по объему дыма на одно и то же количество выделяющегося при горении тепла. Каждое газообразное топливо содержит большее или меньшее количество негорючего балласта — H_2O , CO_2 , N_2 . Этот балласт в процессе горения переходит в дым, и чем больше топливо содержит балласта, тем больше получается объем дыма. Меньше всего балласта содержит водяной газ и газы сухой перегонки; несколько больше — генераторный газ на обогащенном кислородом дутье и природные газы. Много балласта — около 50% по объему — содержит обыкновенный генераторный газ и очень много — доменный газ, где содержание балласта $\text{N}_2 + \text{CO}_2$ достигает и даже превышает 70%. Это обстоятельство имеет очень важное значение в отношении расчета и проектирования печей и управления ими. Очень часто применение того или другого топлива оказывается невозможным не

потому, что топливо само по себе отличается плохим качеством, а потому, что на то же количество тепла оно дает больший объем продуктов горения, и располагаемый напор тяги не в состоянии протолкнуть его по печной системе.¹

Практические объемы воздуха и дыма

Расход воздуха и объем дыма практически получаются больше, чем вычисленные теоретически. Воздух состоит не только из азота и кислорода, входящих в теоретические расчеты, но также содержит некоторые примеси, главным образом водяной пар. Поэтому общий объем расходуемого воздуха и объем продуктов горения должны быть соответственно больше. Далее, некоторые составные части рабочего топлива — зола и влажность — увеличивают расход горючей части на получение 1000 полезных калорий, следовательно также увеличивают V_{1000} и D_{1000} .

Кроме того, только в редких случаях — при беспламенном горении в пористой среде — полное горение получается при расходе воздуха, близком к теоретическому; практически для полноты горения необходимо давать тот или другой избыток воздуха, что также увеличивает V_{1000} и D_{1000} .

Влажность воздуха. Влажность воздуха увеличивает объем V_{1000} на тот объем, который занимает водяной пар.² Лишний объем водяного пара, уходя из печи нагретым до t° , уносит некоторое лишнее количество тепла, что требует сгорания некоторого добавочного количества топлива и сопровождается расходом добавочного объема воздуха. Все это ведет также к увеличению объема продуктов горения D_{1000} .

В табл. 35 дается содержание водяного пара на 1 нм³ сухого воздуха или газа.

Расчетными условиями для воздуха примем летнюю температуру +20° и относительную влажность 75%; это соответствует содержанию Н₂О на 1 нм³ сухого воздуха — 0.0142 кг, или 0.018 нм³ ~ 0.02 нм³.

Если для воздуха увеличение расхода благодаря влажности равняется около 2%, то процент увеличения объема дыма благодаря влажности воздуха будет:

$$2\% \cdot \frac{V_{1000}}{D_{1000}}$$

и соответствующий фактор увеличения:

$$\left[100 + 2 \cdot \frac{V_{1000}}{D_{1000}} \right] : 100.$$

Применив соответствующие факторы, получим цифры табл. 36.

Влажность газообразного топлива. Подобно влажности воздуха, влажность газообразного топлива увеличивает объем дыма на объем водяного пара, вносимого с влажным газом.

¹ Приводим характерный пример, лично сообщенный нам проф. М. А. Капелюшниковым. В Баку была сделана попытка перевести паровые котлы с нефти на природный газ. Несмотря на высокую калорийность природного газа, котлы стали давать пара меньше, чем на нефти: природный газ содержал много N₂, объем продуктов горения на 1000 ккал получился больше, чем на нефти, и под котлы нельзя было давать нужного объема воздуха и газа — тяга трубы не справлялась.

² Тепло нагретого водяного пара из воздуха входит в общее теплосодержание дыма. Теплосодержание дыма для разного топлива в разных условиях горения дано в главе II.

Таблица 35

Содержание H_2O на 1 $нм^3$ сухого воздуха или газа при разных температурах и разной относительной влажности

Температура °C	100%		75%		50%		25%	
	кг	$нм^3$	кг	$нм^3$	кг	$нм^3$	кг	$нм^3$
0	0.0047	0.006	0.0036	0.0045	0.0024	0.003	0.0012	0.0015
10	0.00985	0.012	0.0084	0.009	0.0049	0.006	0.0025	0.003
15	0.0137	0.017	0.0102	0.013	0.0068	0.008	0.0034	0.004
20	0.0190	0.024	0.0142	0.018	0.0095	0.012	0.0047	0.006
25	0.0256	0.032	0.0192	0.024	0.0128	0.016	0.0064	0.008
30	0.0350	0.044	0.0263	0.033	0.0175	0.022	0.0088	0.011
40	0.0625	0.073	0.0477	0.055	0.0318	0.037	0.0159	0.018
50	0.1088	0.135	0.0811	0.102	0.0544	0.068	0.0272	0.034
60	0.1958	0.243						
70	0.355	0.441						
80	0.703	0.874						
90	1.804	2.240						
95	4.030	5.010						

Таблица 36

Увеличение расхода воздуха и объема дыма благодаря влажности воздуха (принимая 75% относительной влажности при 20°)

Род топлива	Расход воздуха V_{1000}		Объем дыма D_{1000}		Фактор увеличения объема дыма
	сухого $нм^3$	влажного (фактор увеличения 1.02) $нм^3$	при сухом воздухе $нм^3$	при влажном воздухе $нм^3$	
Твердое и жидкое топливо:					
Нефть	1.087	1.110	1.165	1.19	1.019
Смола	1.088	1.110	1.154	1.18	1.019
Обугленное топливо	1.082	1.105	1.111	1.13	1.020
Каменный уголь	1.088	1.110	1.130	1.15	1.019
Сапропелиты	1.082	1.105	1.167	1.19	1.019
Бурый уголь	1.072	1.095	1.150	1.17	1.019
Торф	1.056	1.080	1.176	1.20	1.018
Озерный сапропель	1.054	1.077	1.185	1.21	1.018
Дрова	1.046	1.068	1.191	1.21	1.018
Газообразное топливо:					
Природный газ	1.101	1.121	1.227	1.25	1.018
Газы сухой перегонки	1.010	1.030	1.190	1.21	1.017
Генераторный газ на обогащенном дутье	0.875	0.895	1.219	1.24	1.014
Генераторный газ	0.863	0.880	1.482	1.50	1.012
Водяной газ	0.863	0.880	1.081	1.10	1.016
Двойной водяной газ	0.917	0.915	1.169	1.19	1.016
Доменный газ	0.801	0.815	1.733	1.75	1.010
Смесь доменного с коксовальным газом:					
$Q_H = 1500$ ккал	0.840	0.856	1.780	1.80	1.010
$Q_H = 2000$ "	0.890	0.908	1.620	1.64	1.011
$Q_H = 2500$ "	0.930	0.950	1.530	1.55	1.012

Количество водяных паров, приносимых с газом, зависит от того, поступает ли газ к печи очищенным или идет „сырым“ непосредственно из газогенератора.

В первом случае газ несет столько паров, сколько в нем заключается при полном насыщении. Расчетную температуру такого газа можно принять в 30°; по табл. 35 при этих условиях 1 нм³ сухого газа приносит 0.035 кг, или 0.044 нм³, водяного пара. В случаях более редких, когда газ поступает из газопроводов дальнего газоснабжения и на станции отправления подвергается более тщательному очищению и осушению, содержание влажности в нем будет меньше.

Во втором случае, в случае поступления газа непосредственно из газогенератора в печь, следовательно при температуре газа обычно выше 100°, газ несет всю ту влажность, которая образуется в процессе газификации.

Сырой (неочищенный) генераторный газ. Влажность сырого генераторного газа складывается из трех величин: из влажности топлива, пирогенной воды и неразложившейся влажности дутья.

Влажность топлива целиком переходит в газ. Пирогенная вода равняется приблизительно половине количества воды Дюлонга, т. е. если обозначить через *O* процентное содержание кислорода, то выход пирогенной воды при разложении топлива составит:

$$0.5 \times \frac{\%}{8} \times O. \quad (103)$$

Водяного пара пускается с дутьем под колосники генератора в среднем около 0.5 — 0.6 кг на 1 кг карбонизированного топлива (кокса), подвергающегося собственно генераторному процессу в нижней части генератора; при этом около 0.2 кг водяного пара на 1 кг обугленного топлива проходит через газогенератор неразложившимся.

На основании сказанного выше составлена табл. 39.

Из всего заключающегося в топливе тепла в газ переходит около 70%.¹ Исходя из этого, на основании теплотворной способности

Таблица 37

Среднее количество пирогенной воды при разложении сухого органического вещества древесины, торфа, бурого угля и каменного угля (в %)

Род топлива	Средний выход пирогенной воды из сухой органической массы
Древесина	20
Торф	17
Бурый уголь	13
Каменный уголь:	
молодой	8
средний	4
древний	2
Антрацит	1

} среднее около 5%

Таблица 38

Количество неразложившегося водяного пара в газогенераторе на 1 кг сухого топлива (в кг)

Род топлива	Количество неразложившегося водяного пара
Дрова	0.36 × 0.2 = 0.072
Торф	0.41 × 0.2 = 0.082
Бурый уголь	0.50 × 0.2 = 0.100
Каменный уголь	0.70 × 0.2 = 0.140
Антрацит	0.90 × 0.2 = 0.180

¹ Если из газа выделена смола. Если же вся смола содержится в газе и вместе с газом поступает в топку, то к. п. д. генератора соответственно увеличивается и тем больше, чем больше данное топливо содержит смолы. Так, при сохранении в газе всей смолы к. п. д. дровяных генераторов увеличиваются приблизительно на 15%, торфяных на 10%, каменноугольных на 6—8%.

Вся смола переходит в топку в том случае, если генератор находится непосредственно в блоке печи, например, в виде полугазовой топки, и если смола не осаждается в газопроводах и гидравлике. Если генератор стоит поблизости от печи, но отдельно от нее и не имеет газоочистительных устройств, то в зависимости от длины газопровода значительная часть смолы осаждается в газопроводе и гидрав-

Среднее количество H₂O, переходящее из 1 кг топлива в генераторный газ

Влажность топлива %	На 1 кг топлива		Пирогенной воды на 1 кг топлива кг	Проходит неразложившегося водяного пара кг	Всего переходит в газ водяного пара из 1 кг топлива	
	сухого вещества кг	влажности кг			кг	нм ³
Дрова						
20	0.8	0.2	0.160	0.058	0.418	0.520
30	0.7	0.3	0.140	0.050	0.490	0.610
40	0.6	0.4	0.120	0.043	0.563	0.700
50	0.5	0.5	0.100	0.036	0.636	0.790
60	0.4	0.6	0.080	0.029	0.709	0.880
Торф						
20	0.8	0.2	0.136	0.066	0.402	0.500
30	0.7	0.3	0.119	0.058	0.477	0.595
40	0.6	0.4	0.102	0.049	0.551	0.635
50	0.5	0.5	0.085	0.041	0.626	0.778
60	0.4	0.6	0.068	0.033	0.701	0.870
Бурый уголь (зола 20%)						
10	0.9	0.1	0.097	0.090	0.287	0.353
20	0.8	0.2	0.084	0.080	0.364	0.452
30	0.7	0.3	0.073	0.070	0.443	0.550
40	0.6	0.4	0.062	0.060	0.522	0.650
50	0.5	0.5	0.040	0.050	0.590	0.733
Каменный уголь (зола 10%)						
5	0.95	0.05	0.042	0.134	0.226	0.284
10	0.90	0.10	0.041	0.126	0.267	0.332
15	0.85	0.15	0.039	0.119	0.308	0.383

горючей части топлива и объема водяного пара, переходящего из 1 кг газифицируемого топлива в газ, можно определить объемы пара, дыма и воздуха на 1000 ккал.

Обозначим:

Q_n — запас тепла сухой горючей части топлива;

$Q_n^{вл}$ — запас тепла сухой горючей части топлива за вычетом скрытой теплоты испарения воды влажности;

$0.7Q_n^{вл}$ — запас тепла в газе, полученном из 1 кг влажного топлива (без смолы и физического тепла газа);

$V_{1000} = V_{1000}^{сух} \cdot \frac{Q_n}{Q_n^{вл}}$ — расход воздуха при сжигании газа из влажного топлива на 1000 ккал;

ΣH_2O — водяной пар в газе из 1 кг влажного топлива, в нм³;

лике, влажность же полностью или почти полностью поступает с газом в пламенное пространство печи.

К. п. д. увеличивается в генераторах, расположенных в непосредственной близости печи также благодаря перенесению в печь всего или в большей части физического тепла газа, смолы и паров воды. Но это не является определяющим фактором: очищенный газ, освобожденный от балласта водяных паров, при сгорании даст более высокую температуру и потому имеет преимущество там, где требуется высокая температура рабочего пространства.

$a = \Sigma H_2O : \frac{0.7Q_H}{1000}$ — объем водяного пара в газе на 1000 ккал;

$D_{1000} = D_{1000}^{сух} + a$ — объем дыма при сжигании неосушенного газа из влажного топлива на 1000 ккал.

Путем пересчета средних расходов воздуха и средних объемов дыма на 1000 ккал, при сжигании очищенного генераторного газа, на условия сжигания сырого газа составлена табл. 40.

Таблица 40

Расход сухого воздуха V_{1000} и объем дыма D_{1000} при сжигании неочищенного генераторного газа из влажного топлива на 1000 ккал

Влаж-ность топлива %	Запас тепла сухой горючей части Q_H ккал	Скрытая теплота испарения влаж-ности ккал	Запас тепла влажного топлива $Q_H^{вл}$ ккал	Запас тепла в газе 0.7 $Q_H^{вл}$ ккал	V_{1000} нм ³	ΣH_2O нм ³	a , нм ³	D_{1000} нм ³
----------------------	--	---	--	--	----------------------------	-------------------------------	-----------------------	----------------------------

Дрова ($Q_H^{гор} = 4450$ ккал)

20	3560	-107	3453	2420	0.892	0.52	0.215	1.697
30	3120	-160	2960	2070	0.910	0.61	0.294	1.776
40	2670	-215	2455	1720	0.940	0.70	0.406	1.888
50	2220	-268	1952	1367	0.977	0.79	0.580	2.062
60	1780	-322	1458	1020	1.053	0.88	0.864	2.346

Торф ($Q_H^{гор} = 5120$ ккал)

20	4100	-107	3997	28000	0.885	0.500	0.180	1.662
30	3570	-160	3420	2390	0.905	0.595	0.250	1.732
40	3070	-215	2855	2000	0.930	0.635	0.320	1.802
50	2560	-268	2292	1600	0.965	0.778	0.490	1.972
60	2050	-322	1727	1210	1.025	0.870	0.720	2.202

Бурый уголь ($Q_H^{гор} = 6330$ ккал)

10	5700	-54	5646	3950	0.870	0.353	0.090	1.572
20	5070	-107	4963	3497	0.885	0.452	0.115	1.597
30	4430	-160	4270	2990	0.897	0.550	0.184	1.666
40	3800	-215	3585	2510	0.916	0.650	0.259	1.741
50	3165	-268	2897	2030	0.945	0.733	0.362	1.844

Каменный уголь ($Q_H^{гор} = 8100$ ккал)

5	7700	-27	7633	5340	0.870	0.266	0.041	1.523
10	7300	-54	7246	5070	0.870	0.267	0.053	1.535
15	6900	-81	6819	4770	0.870	0.308	0.065	1.547

Такие средние объемы получаются при сухом воздухе и сыром газе, не прошедшем через конденсационные установки, где газ освобождается от большей части содержащейся в нем воды. После конденсации газ имеет температуру около 30°; этой температуре, согласно табл. 35, соответствует содержание водяных паров — 0.035 кг, или 0.044 нм³, сухого газа.

При влажном воздухе цифры V_{1000} и D_{1000} следует помножить на соответствующие факторы увеличения (табл. 36).

От этих средних величин V_{1000} и D_{1000} в отдельных случаях могут быть отклонения в ту или другую сторону. Кроме того, при очень большой влажности (дрова и торф с 50—60% влажности) температура выходящего из газогенератора газа может быть ниже точки росы, часть влажности будет конденсироваться на стенках газопровода,

что понизит содержание влажности в газе. При длинных газопроводах понижение температуры и снижение влажности могут быть весьма значительными. При сильно влажных дровах, торфе и буром угле даже в коротких газопроводах в гидравликах будет конденсироваться много подсмольной воды, и содержание влажности на 1 нм³ сухого газа при поступлении газа в печь будет значительно меньше, чем при выходе из газогенератора.

Только при полугазовой топке — при генераторе, непосредственно примыкающем к печи, — газ поступает в печь с полным содержанием влажности даже и при очень влажных топливах.

При сжигании сырого генераторного газа во влажном воздухе, содержащем на 1 нм³ сухого воздуха 0.02 нм³ водяного пара, объем воздуха и дыма на 1000 ккал увеличивается (табл. 36); соответствующие факторы увеличения будут: для воздуха 1.02, для дыма 1.012. Применяв эти факторы, мы получим цифры табл. 41.

Таблица 41

Расход воздуха и объем дыма на 1000 ккал при сжигании сырого генераторного газа во влажном воздухе

Газифицируемое топливо	Влажность топлива %	V_{1000} нм ³	D_{1000} нм ³	Газифицируемое топливо	Влажность топлива %	V_{1000} нм ³	D_{1000} нм ³
Дрова	20	0.91	1.71	Бурый уголь	10	0.89	1.58
	30	0.93	1.79		20	0.90	1.61
	40	0.96	1.90		30	0.92	1.68
	50	1.00	2.07		40	0.94	1.75
	60	1.07	2.36		50	0.97	1.86
Торф	20	0.91	1.67	Каменный уголь	5	0.89	1.54
	30	0.92	1.74		10	0.89	1.55
	40	0.95	1.81		15	0.89	1.59
	50	0.99	1.98				
	60	1.05	2.21				

Расход воздуха и объем дыма при сжигании газа, поступающего в печь непосредственно из газогенератора. Расчет воздуха и дыма при сжигании генераторного газа, не прошедшего через конденсационные устройства, представляет трудности благодаря некоторым неопределенностям. В отличие от газа, прошедшего конденсационные устройства, сырой газ отличается большими колебаниями температуры и влажности в различных случаях. Температура газа, выходящего из генератора, зависит от рода топлива и от конструкции генератора. Для одного и того же топлива при одинаковой напряженности генератора, при небольшом слое загрузки, температура будет выше, чем в современных высоких генераторах со швельшахтой. Вообще, при использовании газа непосредственно из газогенератора, без конденсационных устройств, температура газа будет значительно выше. Температура газа при выходе из газогенератора, в зависимости от состава топлива, лежит в пределах от 80 до 1000°. При очищенном газе, при расчетной температуре его в 30°, количество физического тепла, вносимого в печь, невелико — не превышает обыкновенно 1%; газ же, непосредственно выходящий из генератора, несет столько физического тепла, что это уже заметно отражается на расходе воздуха V_{1000} и объеме дыма D_{1000} .

Табл. 40 и 41 вычислены без учета тепла, вносимого с горячим газом в печь. На самом деле, горячий газ вносит в печь тепло, что снижает расход воздуха V_{1000} и объем дыма D_{1000} .

Температура выходящего из генератора газа в разных случаях бывает различна для одного и того же топлива. В старых системах генераторов, с небольшой толщиной слоя топлива, температура газа будет выше, чем в современных высоких генераторах. Например, при газификации топлива с большим содержанием влаги — дров, торфа или бурого угля — в генераторах Сименса температура газа достигает 300° и более; в современных генераторах с высокой швельшахтой эта температура снижается до 100° и ниже.

Увеличение слоя топлива в современных генераторах имеет целью, кроме увеличения теплотворной способности газа, также увеличение выхода побочного продукта — смолы, и эта сторона с развитием химической промышленности приобретает все большее и большее значение.

В генераторах, газ из которых идет непосредственно в печь, не проходя через конденсационные устройства, отпадает целесообразность большой высоты. Следовательно, температура газов в них будет приближаться к температурам в старых системах газогенераторов. Эти температуры можно принять для разной влажности топлива:

Влажность топлива	Дрова	Торф	Бурый уголь
20%	250°	280°	300°
30	160	170	200
40	110	120	140
50	80	100	120
60	70	90	110

Генераторный газ из каменного угля имеет температуру от 600 до 1000°, в среднем 700—800°.

В среднем теплотворную способность генераторного газа, при небольшой толщине слоя топлива, можно считать около 1200—1300 ккал. Это составит на 1000 ккал около 0.8 нм³ сухого газа. К этому объему надо прибавить еще объем водяного пара из влажности топлива. Производство объема газа (с водяным паром) на его теплоемкость и температуру дает то физическое тепло, которое вносится с сырым, неочищенным газом. На 1000 ккал теплопроизводительности газа это составит: для каменноугольного генераторного газа около 200 ккал; для дров торфа и бурого угля:

При влажности 20%	около 80 ккал
" " 30	" 60
" " 40	" 45
" " 50	" 42

Принимая во внимание такие приращения от физического тепла, цифры табл. 41 следует уменьшить, помножая на поправочный коэффициент, чтобы получить расход воздуха и объем дыма на 1000 ккал, используемых в печи от обоих источников — и от теплопроизводительной способности газа, и от физического тепла его.

Для каменного угля этот поправочный коэффициент равняется: $1000 \text{ ккал} : (1000 + 200) \text{ ккал} = 0.83$.

Для дров, торфа и бурого угля соответствующие коэффициенты будут, в зависимости от влажности топлива:

Влажность, в %	20	30	40	50	60
Поправочный коэффициент, в % . . .	0.93	0.94	0.96		

Сообразно этим коэффициентам средний расход воздуха на 1000 ккал и объем дыма при сжигании сырого генераторного газа будут следующие (табл. 42).

Таблица 42

Средний расход воздуха V_{1000} и объем дыма D_{1000} при сжигании сырого генераторного газа, поступающего из генератора непосредственно в печь (принимая во внимание физическое тепло генераторного газа)

Газифицируемое топливо	Влажность топлива %	V_{1000} нм ³	D_{1000} нм ³	Газифицируемое топливо	Влажность топлива %	V_{1000} нм ³	D_{1000} нм ³
Дрова	20	0.85	1.59	Бурый уголь	10	0.83	1.47
	30	0.87	1.68		20	0.84	1.50
	40	0.92	1.82		30	0.87	1.58
	50	0.96	1.98		40	0.90	1.67
	60	1.01	2.26		50	0.93	1.78
Торф	20	0.85	1.55	Каменный уголь	5	0.74	1.28
	30	0.86	1.64		10	0.74	1.29
	40	0.91	1.73		15	0.74	1.32
	50	0.95	1.90				
	60	1.01	2.12				

Цифры табл. 42 могут приниматься для расчетов при генераторах, близко расположенных к печам. Для полугазовых топок они будут преувеличенными; в полугазовых топках меньше внешние теплопотери, все продукты сухой перегонки полностью сгорают, следовательно, нет тех потерь, которые имеются и при недлинных газопроводах. Все это приближает расход воздуха и объем дыма при полугазовой топке к соответствующим объемам в обыкновенной топке, при прочих равных условиях (т. е. при таком же избытке воздуха и подогреве его).

Очищенный генераторный газ. Как мы уже видели (табл. 36) при сжигании генераторного газа во влажном воздухе, расход воздуха увеличивается на 2% (фактор 1.02) и объем дыма на 1.2% (фактор 1.012) по сравнению со сжиганием в совершенно сухом воздухе.

Влажность газа увеличивает объем дыма на объем переходящего из газа в дым пара, не увеличивая расхода воздуха.

При температуре прошедшего через очистные и конденсационные устройства газа в 30° содержание водяного пара в нем на 1 нм³ сухого газа равняется 0.044 нм³.

Если, например, примем некоторую среднюю теплотворную способность сухого генераторного газа $Q_n = 1360$ ккал, то на 1000 ккал придется объем газа $\Gamma_{1000} = 0.74$ нм³.

При прохождении газа через конденсационные устройства газ увлекает объем водяного пара:

$$0.044 \times 0.74 = 0.0326 \text{ нм}^3.$$

Этот объем прибавляется к объему дыма на 1000 ккал, полученному от сжигания сухого газа в воздухе расчетной влажности (т. е. 75% относительной влажности при 20°); по табл. 36 он равняется 1.5 нм³; таким образом, весь объем дыма будет:

$$D_{1000} = 1.5 + 0.0326 = 1.533 \text{ нм}^3.$$

Средний расход влажного воздуха для генераторного газа по табл. 36 равняется: $V_{1000} = 0.80$ нм³.

Другие газы. Произведя такой же подсчет для других газов, получим данные, приводимые в табл. 43.

Таблица 43

Средний расход влажного воздуха и средний объем дыма при сжигании разных газов во влажном воздухе при содержании влаги в 0.044 нм³ на 1 нм³ сухого газа (75% влажности при 20°) (в нм³)

Род топлива	Объем газа на 1000 ккал Γ_{1000}	Влажность очищенного газа на 1000 ккал	B_{1000}	D_{1000}
Природный газ	0.12	0.005	1.121	1.25+0.005=1.255
Коксовальный газ	0.25	0.011	1.030	1.21+0.011=1.221
Генераторный газ на обогащенном кислородом дутье	0.50	0.022	0.893	1.24+0.022=1.262
Генераторный (газобыкновенный)	0.74	0.033	0.880	1.50+0.033=1.533
Водяной газ	0.39	0.017	0.880	1.10+0.017=1.117
Двойной водяной газ			0.916	1.19+0.017=1.207
Доменный газ:				
$Q_H = 800$ ккал	1.25	0.055	0.820	1.85+0.055=1.905
$Q_H = 900$ „	1.11	0.049	0.820	1.75+0.049=1.799
Смесь доменного газа с коксовальным				
$Q_H = 1500$ ккал	0.670	0.029	0.856	1.80+0.029=1.829
$Q_H = 2000$ „	0.500	0.022	0.908	1.64+0.022=1.662
$Q_H = 2500$ „	0.400	0.018	0.950	1.55+0.018=1.568

Влажное твердое (или жидкое) топливо. Обозначим:

$Q_H^{вл}$ — теплотворная способность влажного топлива;

$Q_H^{сух}$ — запас тепла в 1 кг топлива по сухой горючей массе в нем;

$q_{исп}$ — скрытая теплота испарения влажности топлива;

$$Q_H^{вл} = Q_H^{сух} - q_{исп}; \quad (104)$$

$$H_2O_{1000} = \frac{\text{объем пара из 1 кг влажного топлива}}{Q_H^{вл} : 1000}$$

— объем водяного пара из влажного топлива на 1000 ккал;

p — процент увеличения объема дыма благодаря влажности воздуха (см. табл. 36);

$$B_{1000} = B_{1000}^{сух} \cdot \frac{Q_H^{сух}}{Q_H^{сух} - q_{исп}} \cdot 1.02 \quad (105)$$

— расход воздуха на 1000 ккал при сжигании влажного топлива во влажном воздухе;

$$D_{1000} = \left[D_{1000}^{сух} \cdot \frac{Q_H^{сух}}{Q_H^{сух} - q_{исп}} + H_2O_{1000} \right] \cdot \left[1 + \frac{p}{100} \right] \quad (106)$$

— объем дыма на 1000 ккал при сжигании влажного топлива во влажном воздухе.

Таблица 44

Средний расход влажного воздуха V_{1000} ($0.044 \text{ нм}^3 \text{ H}_2\text{O}$ на 1 нм^3 сухого воздуха) и объем дыма D_{1000} при сжигании влажного твердого или жидкого топлива

Влаж- ность топлива %	На 1 кг влажного топлива						На 1000 ккал		
	сухого вещества кг	влажности		$Q_{\text{H}}^{\text{сух}}$	$q_{\text{исп}}$	$Q_{\text{H}}^{\text{вл}}$	$\text{H}_2\text{O}_{1000}$	V_{1000}	D_{1000}
		кг	нм^3						
Д р о в а									
20	0.8	0.2	0.25	3560	—107	3453	0.072	1.11	1.33
30	0.7	0.3	0.37	3120	—161	2959	0.125	1.13	1.41
40	0.6	0.4	0.50	2670	—215	2455	0.204	1.16	1.63
50	0.5	0.5	0.62	2220	—268	1952	0.316	1.22	1.71
60	0.4	0.6	0.75	1780	—322	1458	0.514	1.31	2.01
Т о р ф									
20	0.8	0.2	0.25	4100	—107	3997	0.062	1.11	1.31
30	0.7	0.3	0.37	3580	—161	3419	0.108	1.13	1.36
40	0.6	0.4	0.50	3070	—215	2855	0.175	1.16	1.47
50	0.5	0.5	0.62	2560	—268	2292	0.270	1.20	1.61
60	0.4	0.6	0.75	2050	—322	1727	0.434	1.28	1.87
Б у р ы й у г о л ь									
10	0.9	0.1	0.13	5700	—54	5646	0.023	1.11	1.22
20	0.8	0.2	0.25	5070	—107	4963	0.050	1.12	1.25
30	0.7	0.3	0.37	4430	—161	4270	0.087	1.14	1.31
40	0.6	0.4	0.50	3800	—215	3585	0.139	1.16	1.39
50	0.5	0.5	0.62	3165	—268	2897	0.214	1.20	1.51
К а м е н н ы й у г о л ь									
5	0.95	0.05	0.06	7700	—27	7633	0.008	1.12	1.17
10	0.90	0.10	0.13	7300	—54	7246	0.018	1.12	1.18
15	0.85	0.15	0.19	6900	—81	6819	0.028	1.12	1.20
Н е ф т ь									
2	0.98	0.02	0.02	9800	—11	9789	0.0025	1.11	1.19
5	0.95	0.05	0.06	9500	—27	9473	0.0065	1.12	1.20

Зола. Содержащаяся в топливе зола поглощает некоторую часть тепла, выделяющегося при горении, и уносит его или проваливаясь через прозоры колосниковой решетки, или, при сжигании пылевидного топлива, уходя с дымом. Благодаря этому уносу тепла с нагретой золой уменьшается количество полезного тепла тем в большей степени, чем больше золы содержит топливо и чем более нагретой уходит зола. Раскаленная зола (шлак), проваливающаяся через прозоры колосниковой решетки, уносит тепла больше, чем зола в дыме при пылевидном топливе, если дым покидает печную систему при более низкой температуре, чем температура провала через колосники. Обозначим:

A — содержание золы в топливе, в %;

C_0^t — теплоемкость золы = $0.185 + 0.0007t$;

$(1 - \frac{A}{100})$ — содержание горючей массы в 1 кг сухого топлива, в кг;

Q_{H} — теплотворная способность сухого топлива (т. е. запас тепла в горючей массе на 1 кг сухого топлива);

t — температура, с которой зола уходит из печной системы, в °С;
для провала примем $t = 1000^\circ$;

$$q_{\text{зола}} = C_0^t \cdot t \cdot \frac{A}{100} \text{ ккал} \quad (107)$$

— тепло, уносимое с золой на 1 кг топлива;
 W — влажность топлива, в %;

$$q_{\text{исп}} = 5.37W \text{ ккал} \quad (108)$$

— скрытая теплота испарения, расходуемая на 1 кг топлива;

$$K_{\text{зола}} = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{н}} - q_{\text{зола}}} \quad (109)$$

— фактор увеличения расхода воздуха на определенное количество тепла (например, на 1000 ккал) при сжигании сухого топлива, благодаря потерям с золой;

$$K_{\text{вл}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{сух}}}{Q_{\text{н}}^{\text{сух}} - q_{\text{исп}}} \quad (110)$$

— фактор увеличения расхода воздуха (и горючей массы) на определенное количество тепла (например, на 1000 ккал) при сжигании влажного топлива.

Наибольшее влияние зола оказывает в многозольных топливах — в сапропелевых и в бурых углях.

Средняя теплотворная (нижняя) способность беззольной сухой органической массы сапропелей равна 7300 ккал; то же для бурых углей — 6300 ккал.

Таблица 45

Влияние зольности на увеличение расхода сухого топлива и воздуха для определенного тепловыделения (например, на 1000 ккал)

Зола в сухом веществе %	На 1 кг сухих сапропелитов				На 1 кг сухих бурых углей			
	Запас тепла в горючей массе $Q_{\text{н}}$	$q_{\text{зола}}$	$Q_{\text{н}} - q_{\text{зола}}$	$K_{\text{зола}} = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{н}} - q_{\text{зола}}}$	Запас тепла в горючей массе $Q_{\text{н}}$	$q_{\text{зола}}$	$Q_{\text{н}} - q_{\text{зола}}$	$K_{\text{зола}} = \frac{Q_{\text{н}}}{Q_{\text{н}} - q_{\text{зола}}}$
30	5110	— 78	5032	1.016	4400	— 78	4322	1.017
40	4380	—104	4276	1.024	3780	—104	3676	1.027
50	3650	—130	3520	1.037	3150	—130	3020	1.043
60	2920	—156	2764	1.057	2520	—156	2364	1.066
70	2190	—182	2008	1.091				
80	1460	—208	1252	1.166				

Обозначим:

W — влажность топлива, в %;

$$Q_{\text{н}}^{\text{сух}} = [Q_{\text{н}} - q_{\text{зола}}] \cdot \left[1 - \frac{W}{100}\right] \quad (111)$$

— запас тепла в сухом остатке влажного топлива.

Таблица 46

Влияние влажности на увеличение расхода сапропелитов и воздуха для определенного тепловыделения (например, на 1000 ккал)

Зола в сухом веществе %	Влажность 10%				Влажность 20%			
	$Q_{\text{н}}^{\text{сух}}$	$q_{\text{исп}}$	$Q_{\text{н}}^{\text{сух}} - q_{\text{исп}}$	$K_{\text{вл}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{сух}}}{Q_{\text{н}}^{\text{сух}} - q_{\text{исп}}}$	$Q_{\text{н}}^{\text{сух}}$	$q_{\text{исп}}$	$Q_{\text{н}}^{\text{сух}} - q_{\text{исп}}$	$K_{\text{вл}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{сух}}}{Q_{\text{н}}^{\text{сух}} - q_{\text{исп}}}$
30	4530	-54	4476	1.012	4020	-107	3913	1.028
40	3850	-54	3796	1.013	3420	-107	3313	1.033
50	3060	-54	3006	1.016	2920	-107	2813	1.040
60	2630	-54	2576	1.023	2330	-107	2223	1.049
70	1970	-54	1916	1.028	1750	-107	1643	1.065
80	1310	-54	1256	1.042	1170	-107	1063	1.100

Таблица 47

Влияние влажности на увеличение расхода многозольных бурых углей и воздуха для определенного тепловыделения (например, на 1000 ккал)

Зола в сухом веществе %	Влажность 20%				Влажность 50%			
	$Q_{\text{н}}^{\text{сух}}$	$q_{\text{исп}}$	$Q_{\text{н}}^{\text{сух}} - q_{\text{исп}}$	$K_{\text{вл}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{сух}}}{Q_{\text{н}}^{\text{сух}} - q_{\text{исп}}}$	$Q_{\text{н}}^{\text{сух}}$	$q_{\text{исп}}$	$Q_{\text{н}}^{\text{сух}} - q_{\text{исп}}$	$K_{\text{вл}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{сух}}}{Q_{\text{н}}^{\text{сух}} - q_{\text{исп}}}$
30	3460	-107	3353	1.030	2161	-268	1893	1.14
40	2940	-107	2833	1.037	1838	-268	1570	1.17
50	2420	-107	2313	1.046	1510	-268	1242	1.22
60	1890	-107	1783	1.060	1182	-268	914	1.29

При сжигании сухой беззольной органической массы сапропелитов расходуется в среднем воздуха на 1000 ккал:

$$V_{1000}^{\text{сух. беззол}} = 1.082 \text{ нм}^3$$

и получается средний объем дыма на 1000 ккал:

$$D_{1000}^{\text{сух. беззол}} = 1.167 \text{ нм}^3.$$

То же для сухой органической массы бурых углей, в среднем:

$$V_{1000}^{\text{сух. беззол}} = 1.072 \text{ нм}^3,$$

$$D_{1000}^{\text{сух. беззол}} = 1.15 \text{ нм}^3.$$

При сжигании многозольного влажного топлива во влажном воздухе (при относительной влажности 75% при 20°) расход воздуха и объем дыма на 1000 ккал будет:

а) для сапропелевых углей и горючих сланцев:

$$V_{1000} = 1.082 \cdot K_{\text{зола}} \cdot K_{\text{вл}} \cdot 1.02, \quad (112)$$

$$D_{1000} = \left[1.167 \cdot K_{\text{зола}} \cdot K_{\text{вл}} + H_2O_{1000} \right] \cdot \left[1 + \frac{p}{100} \right]; \quad (113)$$

б) для многозольных бурых углей.

$$V_{1000} = 1.072 \cdot K_{\text{зола}} \cdot K_{\text{вл}} \cdot 1.02, \quad (114)$$

$$D_{1000} = \left[1.15 \cdot K_{\text{зола}} \cdot K_{\text{вл}} + H_2O_{1000} \right] \cdot \left[1 + \frac{p}{100} \right]. \quad (115)$$

Таблица 48

Средний расход воздуха на 1000 ккал V_{1000} и объем дыма D_{1000} при сжигании многозольных влажных сапропелевых углей и горючих сланцев во влажном воздухе (в нм^3)

Зола в сухом веществе %	Влажность 10%				Влажность 20%			
	$K_{\text{зола}} \times K_{\text{вл}}$	H_2O_{1000}	V_{1000}	D_{1000}	$K_{\text{зола}} \times K_{\text{вл}}$	H_2O_{1000}	V_{1000}	D_{1000}
30	1.028	0.028	1.135	1.25	1.044	0.063	1.155	1.31
40	1.039	0.033	1.147	1.47	1.057	0.075	1.163	1.34
50	1.053	0.041	1.165	1.30	1.077	0.088	1.190	1.38
60	1.087	0.048	1.200	1.34	1.106	0.122	1.220	1.43
70	1.123	0.065	1.243	1.41	1.164	0.151	1.290	1.54
80	1.250	0.099	1.380	1.63	1.281	0.234	1.420	1.77

Таблица 49

Средний расход воздуха на 1000 ккал V_{1000} и объем дыма D_{1000} при сжигании многозольных бурых углей во влажном воздухе (в нм^3)

Зола в сухом веществе %	Влажность 20%				Влажность 50%			
	$K_{\text{зола}} \times K_{\text{вл}}$	H_2O_{1000}	V_{1000}	D_{1000}	$K_{\text{зола}} \times K_{\text{вл}}$	H_2O_{1000}	V_{1000}	D_{1000}
30	1.047	0.074	1.145	1.31	1.160	0.328	1.269	1.68
40	1.062	0.088	1.163	1.34	1.200	0.396	1.313	1.81
50	1.091	0.107	1.195	1.39	1.285	0.500	1.407	2.02
60	1.130	1.139	1.234	1.47	1.377	0.680	1.510	2.31

Подведем итог. Исходя из средних расходов воздуха и объемов дыма на 1000 ккал при горении сухого топлива в сухом воздухе при теоретическом расходе его (табл. LXXVII—XCI), мы в ряде таблиц проследили влияние влажности воздуха и топлива и зольности топлива.

Мы оперировали со средними величинами V_{1000} и D_{1000} . От этих средних величин в отдельных случаях имеются отклонения. В виду того, что всякое увеличение объема газа, протекающего по каналу или по элементам печной системы, соответственно увеличивает скорости течения газа, а сопротивление растет пропорционально квадрату скорости, весьма важно выявить уклонения от средних величин V_{1000} и D_{1000} для разных родов топлива. Сделаем это на основании материалов табл. LXXVII—XCI. Результаты представлены в табл. 50.

Таблица 50

Отклонения от средних объемов V_{1000} и D_{1000} (для сухой беззольной органической массы)

Род топлива	V_{1000}					D_{1000}				
	среднее	наиболь- шее	+	наименьшее	-	среднее	наиболь- шее	+	наименьшее	-
	нм ³		%	нм ³	%	нм ³		%	нм ³	%
Нефть	1.087	1.093	+0.6	1.084	-0.3	1.165	1.170	+0.4	1.160	-0.4
Смола	1.088	1.096	+0.8	1.083	-0.5	1.154	1.170	+1.0	1.240	-2.6
Обугленное топ- ливо	1.082	1.087	+0.5	1.073	-0.9	1.111	1.127	+1.4	1.097	-1.3
Каменный уголь .	1.088	1.096	+0.7	1.083	-0.5	1.130	1.142	+1.1	1.113	-1.6
Сапропелиты . .	1.082	1.087	+0.5	1.072	-0.9	1.167	1.180	+1.1	1.160	-0.7
Бурый уголь . .	1.072	1.085	+1.2	1.060	-1.1	1.150	1.160	+0.9	1.140	-0.9
Торф	1.056	1.060	+0.4	1.051	-0.4	1.176	1.198	+1.8	1.168	-0.7
Дрова	1.046	1.050	+0.4	1.043	-0.3	1.191	1.193	+0.2	1.190	-0.1
Природный газ .	1.101	1.117	+1.6	1.047	-5.3	1.227	1.258	+2.5	1.162	-5.3
Газы сухой пере- гонки	1.010	1.055	+5.4	0.940	-7.0	1.190	1.405	+16.0	1.012	-16.0
Коксовальный газ	1.009	1.030	+2.0	0.980	-2.8	1.143	1.197	+4.7	1.002	-14.0
Генераторный газ на обогащенное кислородное дутье	0.875	0.916	+4.6	0.850	-2.9	1.219	1.350	+10.7	1.120	-1.7
Генераторный газ (обыкновенный)	0.863	0.915	+6.0	0.783	-9.3	1.482	1.685	+13.5	1.350	-8.8
Водяной газ . . .	0.890	0.946	+6.2	0.857	-3.7	1.125	1.177	+4.6	1.067	-5.3
Доменный газ . .	0.801	0.824	+2.9	0.783	-2.2	1.733	1.990	+15.0	1.610	-7.0
							1.910	+10.4		

Из табл. 50 видно, что:

1) отклонения от средних величин для твердых топлив меньше, чем для газообразных;

2) для твердых топлив превышения над средними величинами лежат в пределах:

для воздуха от +0.4 до +1.2%
 „ дыма „ +0.2 „ +1.8%

3) для газообразных топлив превышения над средними величинами лежат в пределах:

для воздуха от +1.6 до +6.2%
 „ дыма „ +2.5 „ +16.0%

4) особенно большими отклонениями отличаются газы с большими колебаниями в теплотворной способности и в содержании балласта (CO_2 и N_2) — газы сухой перегонки, генераторный газ на обогащенном дутье, обыкновенный генераторный газ и доменный газ; для этой группы колебания лежат в пределах:

для воздуха от 2.9 до 6.0%
 „ дыма „ 10.7 „ 16.0%

Как следует рассчитывать печи: по средним величинам объемов проходящих газов или с превышением над средними величинами?

Увеличение площади сечения в частях печной системы пропорционально уменьшает скорость прохождения газа; при этом сопротивление

уменьшается пропорционально квадрату скорости; следовательно, сопротивление уменьшается в большей степени, чем увеличиваются сечения. Другими словами, сравнительно небольшое увеличение денежных затрат при постройке печной системы даст возможность вести печи с расчетной скоростью при некотором ухудшении топлива, а при топливе нормального или улучшенного качества позволит дать форсированный ход печи, что облегчит применение стахановских приемов для повышения производительности.

Поэтому при расчете печной системы следует пользоваться не средними нормами V_{1000} и D_{1000} , а несколько увеличенными.

В сводной табл. 51 даем и средние величины для V_{1000} и D_{1000} и соответственно увеличенные расчетные.

Таблица 51

Сводная таблица для средних и расчетных расходов воздуха V_{1000} и объемов дыма D_{1000} при горении с теоретическим объемом воздуха

№ таблицы	Род топлива	Средний объем		Расчетный объем	
		V_{1000}	D_{1000}	V_{1000}	D_{1000}
		.	.		
44	Нефть	1.12	1.20	1.13	1.21
44	Каменный уголь	1.12	1.20	1.13	1.21
44	Бурый уголь:				
	влажн. 10%	1.11	1.22	1.12	1.23
	" 20	1.12	1.25	1.13	1.27
	" 30	1.14	1.31	1.16	1.33
	" 40	1.16	1.39	1.18	1.41
	" 50	1.20	1.51	1.22	1.53
44	Торф:				
	влажн. 20%	1.11	1.31	1.12	1.33
	" 30	1.13	1.36	1.14	1.39
	" 40	1.16	1.47	1.17	1.50
	" 50	1.20	1.61	1.21	1.64
44	Дрова:				
	влажн. 20%	1.11	1.33	1.12	1.34
	" 30	1.13	1.41	1.14	1.42
	" 40	1.16	1.63	1.18	1.65
	" 50	1.22	1.71	1.24	1.73
49	Многозольный бурый уголь:				
	зола 30%, влажн. 20%	1.15	1.31	1.16	1.33
	" 30 " 50	1.27	1.68	1.29	1.70
	" 50 " 20	1.20	1.39	1.22	1.42
	" 50 " 50	1.41	2.02	1.43	2.05
48	Многозольные сапропелиты (горючие сланцы):				
	зола 30%, влажн. 10%	1.14	1.25	1.15	1.27
	" 30 " 20	1.16	1.31	1.17	1.33
	" 70 " 10	1.24	1.41	1.26	1.43
	" 70 " 20	1.29	1.54	1.31	1.57
43	Природный газ	1.12	1.26	1.14	1.30
43	Коксовальный газ	1.03	1.22	1.10	1.35
43	Водяной газ	0.88	1.12	0.95	1.20
43	Двойной водяной газ	0.92	1.21	0.98	1.30
43	Генераторный газ на обогащенном кислородом дутье	0.89	1.26	0.95	1.37
—	Торфодоменный газ на обогащенном кислородом дутье	—	—	0.94	1.30
—	Торфодоменный газ на обыкновенном дутье	—	—	0.93	1.55

Продолжение табл. 51

№ таблицы	Род топлива	Средний объем		Расчетный объем	
		V_{1000}	D_{1000}	V_{1000}	D_{1000}
43	Генераторный газ очищенный:				
	$Q_H = 1500$ ккал	0.91	1.49	0.97	1.64
	$Q_H = 1300$ "	0.88	1.53	0.94	1.68
43	Доменный газ:				
	$Q_H = 800$ ккал	0.82	1.90	0.89	2.00
	$Q_H = 900$ "	0.82	1.80	0.90	1.90
43	Смесь доменного газа с коксовальным:				
	$Q_H = 1500$ ккал	0.86	1.83	0.91	1.90
	$Q_H = 2000$ "	0.91	1.66	0.96	1.75
	$Q_H = 2500$ "	0.95	1.57	1.00	1.65

Цифры табл. 51 даны для горения с теоретическим объемом воздуха; при избытке воздуха заданный избыток воздуха прибавляется к рассчитанному V_{1000} и D_{1000} .

Объем печных газов по балансу тепла рабочего пространства

В некоторых случаях приходится рассчитывать расход воздуха и объем дыма не по расходу тепла во всей системе печи, а по тепловому балансу только рабочего пространства; например, в случае, когда рабочее пространство получает тепло не только от реакции горения топлива, но и добавочно — с нагретым воздухом, с нагретым газом.

Если расчет вести только для рабочего пространства печи, то для расчета объема печных газов в связи с расходом тепла в рабочем пространстве¹ следует учесть влияние потерь тепла с отходящим дымом и влияние прихода тепла с нагретым воздухом и газом.

Влияние температуры дыма. На каждую 1000 ккал, выделяющуюся от реакции горения топлива, получается, считая и заданный избыток воздуха, D_{1000} нм³ дыма. Если заданная температура отходящего дыма равна t° , то с дымом уходит количество тепла, равное объему дыма, помноженному на его теплосодержание (табл. XXVII—LII):

$$D_{1000} \cdot T_t^{\partial}. \quad (116)$$

Для всех расходов тепла в рабочем пространстве из 1000 ккал, заключающихся в топливе, остается:

$$1000 - D_{1000} T_t^{\partial}. \quad (117)$$

Следовательно, для расхода тепла в самом рабочем пространстве надо увеличивать расход топлива, а следовательно, и объемы печных газов, помножая на фактор:

$$K_1 = \frac{1000}{1000 - D_{1000} \cdot T_t^{\partial}}. \quad (118)$$

Влияние подогрева воздуха. На каждую 1000 ккал, получающуюся от реакций горения топлива, расходуется (считая с заданным

¹ То есть расход тепла на технологический процесс, на теплотери через стенки, окна и неплотности рабочего пространства, на нагревание охлаждающей воды и т. п.

избытком) V_{1000} нм³ воздуха. Если воздух нагрет до t° , то с ним вносится физическое тепло, равное произведению объема воздуха на его теплосодержание (табл. LIII):

$$V_{1000} \cdot T_t^s. \quad (119)$$

Следовательно, вместо 1000 ккал рабочее пространство получает:

$$1000 + V_{1000} \cdot T_t^s. \quad (120)$$

Для получения рабочим пространством 1000 ккал количество тепла, а следовательно, и объемы печных газов надо уменьшать, помножив на фактор:

$$K_2 = \frac{1000}{1000 + V_{1000} T_t^s}. \quad (121)$$

Влияние подогрева отопительного газа. Если обозначим объем отопительного газа на 1000 ккал через Γ_{1000} нм³, то при подогреве газа до t° на каждую 1000 ккал от реакции горения вносится дополнительно физическое тепло (табл. LIV)

$$\Gamma_{1000} \cdot T_t^s \quad (122)$$

и вместо 1000 ккал получается

$$1000 + \Gamma_{1000} T_t^s. \quad (123)$$

Соответствующий фактор изменения расхода топлива и объема печных газов будет (табл. LV):

$$K_3 = \frac{1000}{1000 + \Gamma_{1000} T_t^s}.$$

Совместное влияние температуры дыма и подогрева воздуха и газа. Чтобы получить объемы печных газов при совместном действии указанных трех факторов, надо цифры, полученные для воздуха и дыма по табл. 51, помножить на совместный фактор:

$$K = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3. \quad (124)$$

Расход воздуха и дыма в рабочем пространстве в этих условиях выразится:

$$V_{1000}^{\text{раб. пр.}} = K \cdot V_{1000}, \quad (125)$$

$$D_{1000}^{\text{раб. пр.}} = K \cdot D_{1000}. \quad (126)$$

4. СРАВНЕНИЕ РАЗНЫХ МЕТОДОВ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОБЪЕМОВ ПЕЧНЫХ ГАЗОВ

Из рассмотренных нами методов определения объемов печных газов первый метод — расчет расхода воздуха и объема дыма по химическому составу топлива — дает объем на 1 кг или 1 нм³ данного топлива. Это — точный расчет, но он не дает отклонений, вытекающих от некоторого изменения состава топлива, неизбежного в разных партиях даже одного и того же сорта топлива.

То же замечание можно сделать и относительно определений объемов на единицу топлива по вспомогательным таблицам.

Способ Розина — определение расхода воздуха по роду топлива и его теплотворной способности — дает определенные объемы для определенной теплотворной способности, и переход к топливу с другой теплотворной способностью также должен несколько отразиться на объемах.

Следовательно, к вычисленным объемам по химическому составу и по теплотворной способности необходимо прибавить некоторый запас на конкретные условия — на возможное изменение применяемого топлива, на влажность топлива и т. п.

В разработанном нами способе определения печных газов на 1000 ккал мы, исходя из средних объемов при сгорании сухой органической массы в сухом воздухе, приняли ряд конкретных условий сжигания топлива — влажность и зольность его, влажность воздуха, возможные отклонения от средних величин объемов благодаря изменению химического состава данного рода топлива.

Для наглядности сопоставим объемы, полученные по этим методам. В качестве примеров возьмем каменный уголь и генераторный газ.

Теплотворная способность каменного угля, расчет которого приведен в табл. 27, равняется (по Менделееву):

$$\begin{array}{rcl}
 \text{C} \dots 74.35\% \times 81 = 6100 \text{ ккал} & \text{O} \dots 5.11\% \times (-26) = -133 \text{ ккал} \\
 \text{H} \dots 4.65\% \times 246 = 1142 \text{ " } & \text{W} \dots 5.26\% \times (-6) = -31 \text{ " } \\
 \text{S} \dots 2.09\% \times 26 = 54 \text{ " } & & \hline
 & & -164 \text{ ккал} \\
 & & \hline
 & & 7296 \text{ ккал}
 \end{array}$$

$$Q_n = 7296 - 164 = 7132 \text{ ккал.}$$

Теоретический расход воздуха, по табл. 27, на 1 кг угля равняется 7.74 нм³. На 1000 ккал это составит:

$$V_{1000} = 7.74 : (7132 : 1000) = 1.084 \text{ нм}^3.$$

Дыма на 1 кг при теоретическом расходе воздуха получается 13.93 — 5.81 = 8.12 нм³; на 1000 ккал это составит:

$$D_{1000} = 8.12 : (7132 : 1000) = 1.14 \text{ нм}^3.$$

Те же цифры должны получаться и по вспомогательным таблицам.

При расчете объемов по роду топлива и теплотворной способности (по Розину, табл. 31) получаются, для того же каменного угля, такие цифры:

$$V = \frac{1.01}{1000} \cdot 7132 + 0.5 = 7.7; \quad V_{1000} = 7.7 : (7132 : 1000) = 1.079 \text{ нм}^3;$$

$$D = \frac{0.89}{1000} \cdot 7132 + 1.65 = 7.99; \quad D_{1000} = 7.99 : (7132 : 1000) = 1.12 \text{ нм}^3;$$

Средние объемы при сжигании органической массы каменного угля в сухом воздухе (табл. LXXX и 33) равняются:

$$V_{1000} = 1.088 \text{ нм}^3;$$

$$D_{1000} = 1.13 \text{ нм}^3.$$

Для генераторного газа, расчет которого сделан в табл. 28, теплотворная способность равняется:

$$\begin{array}{rcl}
 \text{CO} \dots \dots \dots 0.273 \text{ нм}^3 \times 3045 = 831 \text{ ккал} \\
 \text{CH}_4 \dots \dots \dots 0.032 \text{ " } \times 8517 = 272 \text{ " } \\
 \text{C}_2\text{H}_4 \dots \dots \dots 0.002 \text{ " } \times 14494 = 29 \text{ " } \\
 \text{H}_2 \dots \dots \dots 0.117 \text{ " } \times 2580 = 302 \text{ " } \\
 & & \hline
 & & Q_n = 1434 \text{ ккал}
 \end{array}$$

Из расчета по химическому составу (табл. 28) имеем:

$$V = 1.239; \quad V_{1000} = 1.239 : (1434 : 1000) = 0.864 \text{ нм}^3;$$

$$D = 1.292 - 0.248 = 2.043; \quad D_{1000} = 2.043 : (1434 : 1000) = 1.42 \text{ нм}^3.$$

Расчет по роду топлива и теплотворной способности (табл. 31) дает:

$$B = \frac{0.875}{1.000} \times 1434 = 1.254; \quad B_{1000} = 0.875 \text{ нм}^3;$$

$$D = \frac{0.725}{1.000} = 1434 + 1.0 = 2.04; \quad D_{1000} = 2.04 (1434 : 1000) = 1.42 \text{ нм}^3,$$

Средние объемы при сжигании сухого генераторного газа в сухом воздухе равняются, на 1000 ккал (табл. LXXXIX и 34):

$$B_{1000} = 0.863; \quad D_{1000} = 1.482.$$

Сопоставим все эти цифры в одной таблице (табл. 52), присоединив сюда средние объемы на 1000 ккал при влажном топливе и воздухе, и расчетные объемы с запасом на случай отклонения химического состава данного рода топлива:

Таблица 52

Сравнение величин B_{1000} и D_{1000} , полученных разными методами (в нм³)

Род топлива	Сухой воздух		Сухой воздух и сухое топливо на 1000 ккал (среднее)	Влажные топливо и воздух на 1000 ккал	
	по хим. составу	по Розину		среднее	расчетное
Каменный уголь:					
B_{1000}	1.084	1.079	1.088	1.12	1.13
D_{1000}	1.140	1.120	1.130	1.20	1.23
Генераторный газ:					
B_{1000}	0.864	0.875	0.863	0.91	0.97
D_{1000}	1.420	1.420	1.482	1.49	1.64

ГЛАВА IV

СОПРОТИВЛЕНИЯ ПРИ ДВИЖЕНИИ ПЕЧНЫХ ГАЗОВ

Исправность работы печи находится в самой тесной зависимости от работы прилегающих к рабочему пространству печи частей — каналов, боровов, трубы, со всеми поворотами, сужениями, расширениями, шиберами и т. д. Поэтому печь нельзя рассматривать только как рабочее пространство само по себе, изолированно от этих частей; надо вести расчет печной системы, в которую входят все части, начиная от пламенного пространства до устья трубы, с одной стороны, и от топки (или генератора) до пламенного (рабочего) пространства — с другой.

Задача сводится к тому, чтобы на основании протекающих объемов печных газов подобрать сечения частей системы так, чтобы располагаемый напор, т. е. напор, даваемый дымовой трубой и другими частями системы, сбалансировался с суммой всех сопротивлений при движении газов по системе.

Как известно, потери напора (сопротивления) при прохождении жидкостей и газов по системе слагаются из двух частей: из сопротивлений от трения о стенки каналов и частей, по которым протекают газы, и из потерь напора в местах изменения движения — в углах, поворотах, сужениях, расширениях каналов, решетках, шиберах, насадках, слое топлива, входных и выходных окнах и т. п. Эти потери напора в местах изменения движения, или эти „местные сопротивления“, равняются скоростному напору, помноженному на некоторые факторы пропорциональности (на так называемые „коэффициенты

местного сопротивления“), установленные, главным образом, эмпирическим путем для разного характера местных сопротивлений.

Скоростной напор, как известно, выражается формулой:

$$h_v = \frac{v^2}{2g}, \quad (127)$$

где v — скорость движения жидкости или газа в данном месте в м/сек;

g — ускорение силы тяжести, равное 9.81 м/сек²;

h_v — скоростной напор, выраженный в метрах столба данной движущейся среды.

Обычно напоры выражаются в килограммах давления на 1 м² сечения, или, что совпадает, в миллиметрах водяного столба. Чтобы в выражении скоростного напора сделать этот переход, надо величину напора, выраженную в метрах столба данной среды (например, дымовых газов), помножить на вес 1 м³ этой среды (при температуре и давлении в данном месте):

$$p_v = h_v \gamma = \frac{v^2}{2g} \gamma. \quad (128)$$

На рис. 30 дается график скоростных напоров некоторых газов.

Если обозначить через ζ коэффициент местного сопротивления, то потеря напора в местном сопротивлении, выраженная в миллиметрах водяного столба, будет:

$$p_z = \zeta \frac{v^2}{2g} \gamma. \quad (129)$$

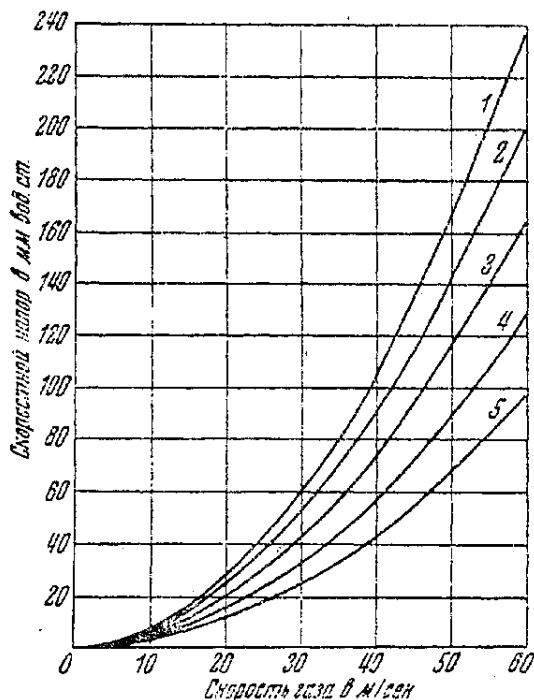


Рис. 30. График скоростных напоров некоторых газов (Справочник конструктора печей, 1935, стр. 33):

1—воздух (1.29 кг/м³) и доменный газ;
2—генераторный газ (1.1 кг/м³); 3—смешанный газ (0.9 кг/м³; Q=2550 ккал/м³);
4—смешанный газ (0.7 кг/м³; Q=3350 ккал/м³); 5—коксоловый газ (0.53 кг/м³).

кает из чрезвычайной сложности явлений завихренного потока, проходящего через местные сопротивления. Тем не менее практическая необходимость заставляет иметь такие коэффициенты: без них были бы совершенно невозможны, например, расчеты сложных вентиляционных систем, систем пневматического транспорта, газовой или водопроводной сети и т. п. Наличие в печных системах многочисленных местных сопротивлений делает совершенно необходимым знание соответствующих коэффициентов и для них.

В ряде областей — вентиляции, водопроводах, канализации и др. — расчеты уже давно ведутся по сопротивлениям, которые движущаяся среда испытывает при прохождении своего пути по системе. В этих областях расчет системы в основном заключается в сбалансировании суммы всех сопротивлений или так называемого „расходуемого напора“ с тем напором, который необходим для продвижения среды, — с „располагаемым напором“. Для расчета расходуемого напора пользуются коэффициентами и нормами сопротивлений, выработанными гидравликой; располагаемый напор или создается искусственно (насосами, вен-

тиляторами, эксгаустерами), или получается естественным (например, в виде уклона канализационных труб, или водопровода, работающего самотеком, в виде понижения давления передаваемого на расстояние пара или газа и т. п.).

В области промышленных печей этот принцип — сбалансирование сопротивлений с располагаемым напором — начал проникать в печные расчеты очень недавно, и у нас с некоторым запозданием по сравнению с заграницей. Нельзя не отметить, что самая мысль о необходимости использования начал гидравлики у нас была сформулирована Грум-Гржимайло раньше, чем за границей. Но в этой работе применение начал гидравлики было осуществлено хотя и в очень яркой, талантливой форме, но односторонне: внимание было сосредоточено на гидростатических явлениях и на явлениях потока пламени или горячих газов среди более холодных, на рассмотрении пламени как обращенной реки и на всем том, что связано с открытым потоком (на газосливах, газовых фонтанах, на истечении газов из отверстий под влиянием разницы давления). Это одностороннее сосредоточение внимания как-то заслонило необходимость кропотливого накопления опытных данных по сопротивлениям при движении печных газов по частям печной системы и отвлекло от отчетливого утверждения простого положения, что общий расчет печи должен заключаться в сбалансировании сопротивлений с располагаемым напором. В результате, несмотря на то, что у нас раньше, чем за границей, было сформулировано положение, что печные расчеты должны покоиться на гидравлике, гидравлики-то как раз было слишком мало и в накоплении необходимых гидравлических расчетных норм мы отстали от заграницы. В то время, как там уже относительно давно и в отдельных работах (например, в *Mitteilungen d. Wärmestelle, Düsseldorf*), и даже в руководствах (например, у *W. Trinks, Industrial Furnaces*) к печам применялись коэффициенты сопротивлений из гидравлики, у нас еще продолжали говорить о сопротивлениях, вызываемых „рождением скорости“ (Грум-Гржимайло, 1932), без упоминаний о конкретных коэффициентах сопротивлений. Автор настоящей работы был первым, высказавшим утверждение, что рассчитывать печь следует как систему и что этот расчет должен представлять собой сбалансирование сопротивлений и располагаемых напоров (Нагорский, 1931, стр. 112).

Не только у нас, но и за границей накоплено еще мало опытных данных для расчета печей по сопротивлениям. Данные, которыми приходится оперировать, получены из других областей, главным образом, из области водопроводных и вентиляционных расчетов. В виду сравнительной недостаточности основных экспериментальных данных приходится еще в очень сильной степени на практике интерполировать и экстраполировать и подбирать коэффициенты по аналогии. Это приводит к приблизительности расчетов и к необходимости значительных расчетных запасов для обеспечения надежности действия проектируемой установки; на практике же это приводит иногда к значительным неудачам.

В виду огромного значения для расчета печей движения газов по печной системе и преодолеваемых при этом сопротивлений на этом вопросе следует несколько остановиться.

Изучение движения жидкости по каналам началось давно. Пользование каналами и трубами для водопроводов было известно еще в древности: водоснабжение в древнем Риме по расходу воды на жителя далеко превосходило современные города, и только немногие американские города расходуют на каждого жителя воды больше, чем было в Риме.

Первым, кто стал изучать движение потока, был Леонардо да-Винчи. Начало научному исследованию сопротивлений при движении потока по трубам было положено Вейсбахом в середине минувшего столетия. Установленные им коэффициенты долго господствовали в литературе и расчетах. Сравнительно в недавнее время, за последние годы, эти коэффициенты подверглись значительному пересмотру и изменениям.

Вопрос о движении потока и о сопротивлениях очень сложный. В главе I мы указывали на большие трудности при изучении передачи тепла конвекцией, на большие расхождения в результате изучения ее разными исследователями и даже на расхождения у одного и того же исследователя в разное время. Родственным в этом отношении является и вопрос о характере движения потока; передача тепла конвекцией всецело зависит от характера движения, от степени завихренности или турбулентности потока, от этого же характера движения зависят и сопротивления потока, — в частности, потока печных газов при прохождении его через части печной системы.

1. ЛАМИНАРНОЕ И ТУРБУЛЕНТНОЕ ДВИЖЕНИЕ В ПЕЧНЫХ СИСТЕМАХ

Как известно, существуют два рода движения: струйное, или ламинарное, и вихревое, или турбулентное. При струйном, или ламинарном, движении каждая частица движется только в направлении течения потока, когда, следовательно, весь поток можно разбить на струйки или слои, движущиеся параллельно друг другу, хотя бы и с разной скоростью, и друг с другом не смешивающиеся. При вихревом, или турбулентном, движении путь частиц более сложный: кроме поступательного движения в направлении движения потока, движение частиц имеет и слагаемые перпендикулярно направлению движения потока. Получаются чрезвычайно сложные, запутанные траектории, удары частиц друг о друга, и о стенки канала. Это сопровождается расходом энергии. При реальной, не идеальной жидкости, обладающей вязкостью, удары частиц жидкости сопровождаются превращением части живой силы частицы в теплоту, и расход энергии, или сопротивление, является функцией от суммы живых сил движущихся частиц:

$$f \left(\sum \frac{mv^2}{2} \right). \quad (130)$$

Другими словами, сопротивления при чисто турбулентном движении пропорциональны квадратам скорости течения данной жидкости.

При ламинарном движении сопротивление пропорционально первой степени скорости, т. е. равно $f(v)$.

Характер движения зависит от величины диаметра канала, по которому движется жидкость (или газ), от скорости и вязкости ее и определяется так называемым числом Рейнольдса, или параметром Рейнольдса:

$$Re = \frac{vd}{\nu} = \frac{vd\rho}{\mu}, \quad (131)$$

где v — скорость движения, в см/сек;

d — диаметр канала в см;

ν — кинематическая вязкость;

ρ — масса 1 см³ движущейся среды при 0°;

μ — абсолютная вязкость.

При числе $Re < 2300$, при течении газов (и жидкостей) по каналам наблюдается ламинарное движение; если $Re > 3000$, то движение бывает турбулентным, за исключением особых условий, способствующих

ших сохранению ламинарности движения, когда граница наступления турбулентного движения отодвигается до числа Рейнольдса, достигающего 5000—6000.

Между $Re = 2300$ и $Re = 3000$ характер движения неустойчивый—ламинарное движение сменяется турбулентным и наоборот.

Какой же характер движения имеет место в печных системах при движении по частям печной системы дымовых газов?

Ламинарное движение будет, если $Re < 2300$:

$$\frac{vd}{\nu} < 2300,$$

или

$$vd < 2300\nu.$$

Величина кинематической вязкости дыма зависит от температуры—с повышением температуры, как и для всяких газов, она увеличивается (табл. 53).

Таблица 53

Кинематическая вязкость дыма, выраженная в технических единицах (в $\text{м}^2/\text{сек}$)

$t^\circ = 200$	400	600	800	1000	1500
$10^6 \nu = 23.0$	59	89	124	162	275

Сообразно этому можно вычислить границу ламинарного движения $vd = 2300\nu$ для движения дыма по каналам при разной температуре:

для 200°	$vd = 2300 \times 33 \times 10^{-6} = 0.076$
" 400	$vd = 2300 \times 59 \times 10^{-6} = 0.136$
" 600	$vd = 2300 \times 89 \times 10^{-6} = 0.204$
" 800	$vd = 2300 \times 124 \times 10^{-6} = 0.286$
" 1000	$vd = 2300 \times 162 \times 10^{-6} = 0.373$
" 1500	$vd = 2300 \times 275 \times 10^{-6} = 0.633$

Исходя из этих данных и беря разные скорости, можно высчитать, при каких диаметрах (или „приведенных диаметрах“¹) может быть ламинарное движение в печных каналах. Это сделано в табл. 54.

Таблица 54

Скорость и диаметры, при которых в печных каналах может быть ламинарное движение

Температура $^\circ\text{C}$	vd	При скорости v м							
		0.2	0.5	1.0	2.0	3.0	5.0	10.0	20.0
		при диаметре d м							
200	0.076	0.38	0.152	0.076	0.038	0.025	0.015	0.008	0.004
400	0.136	0.68	0.272	0.136	0.068	0.045	0.027	0.014	0.007
600	0.204	1.02	0.408	0.204	0.102	0.068	0.041	0.020	0.010
800	0.286	1.43	0.572	0.286	0.143	0.095	0.057	0.029	0.014
1000	0.373	1.87	0.746	0.373	0.187	0.124	0.075	0.037	0.019
1500	0.633	3.17	1.266	0.633	0.317	0.211	0.127	0.063	0.032

¹ Приведенным, или гидравлическим, диаметром называется диаметр круглого канала, равнозначный по сопротивлению данному каналу. Для каналов с прямоугольным сечением со сторонами a и b он равняется

$$d_{\text{прив}} = \frac{2ab}{a+b}.$$

Рассматривая эти цифры, видим, что при обычных скоростях в печных каналах — в 2—10 м/сек — ламинарное движение могло бы быть только в очень узких каналах, шириной в немного сантиметров; оно возможно было бы или при необычно малых сечениях каналов, или при необычно малых скоростях. К этому следует еще прибавить, что, за исключением длинных борозов и дымовых труб, каналы в печных системах обычно обладают небольшой длиной; местные сопротивления играют в них роль турбулизаторов, возбудителей завихренностей, так что в них трудно вообще установиться ламинарному движению.

Поэтому при расчете сопротивлений при движении газов в печных системах движение в них вообще рассматривается как турбулентное.

2. СОПРОТИВЛЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТЫ СОПРОТИВЛЕНИЙ

Накопление данных о сопротивлениях совершалось в первое время исключительно в связи с исследованием движения воды по трубам и каналам. С развитием транспортирования нефти по трубам на большие расстояния были накоплены данные о сопротивлении при движении жидкостей, отличающихся большой вязкостью. Развитие вентиляционных расчетов потребовало знаний сопротивлений при движении воздуха по каналам. Наконец, широкое развитие авиации дало мощный толчок изучению аэродинамики.

Специально для печных расчетов экспериментальные определения почти отсутствуют. Есть относительно небольшое количество наблюдений над действующими печами, поэтому приходится пользоваться добытыми в других областях данными, интерполируя, экстраполируя, подбирая аналогичные случаи и прибегая к принципу подобия.

Сопротивления в каналах

Сопротивление в каналах зависит от степени шероховатости поверхности стен канала, от скорости, диаметра, длины канала, числа Рейнольдса. Еще Вейсбахом (1856 г.) введен для движения по каналам термин коэффициента сопротивления (от трения) λ ; этот коэффициент зависит, главным образом, от состояния поверхности стен канала, а также и от других факторов, например, от скорости, от диаметра.

Для чисто турбулентного движения падение давления в канале выражается формулой:

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma = l \cdot \zeta \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma \text{ мм вод. ст.}, \quad (132)$$

где λ — коэффициент трения;

l — длина канала;

d — диаметр канала,

или „приведенный“ диаметр; если сечение канала $a \times b$, то приведенный диаметр

$$d_{\text{прив}} = \frac{2ab}{a+b};$$

v — скорость в м/сек,

g — ускорение силы тяжести, равное 9.81 м/сек²;

γ — объемный вес (весовая плотность) в кг/м³;

$\zeta = \lambda \cdot \frac{l}{d}$ — коэффициент сопротивления 1 м данной трубы или канала.

Зависимость коэффициента трения от ряда факторов очень сложная, и невозможно дать точное значение λ ; величины, которые дают разные авторы, сильно расходятся друг с другом. В виду большого

практического значения этого коэффициента необходимо иметь величины для него, хотя бы и не претендующие на большую точность, но пригодные для технических расчетов. Заимствуем величины, помещенные в одной из недавних сводных работ по сопротивлениям при течении по трубам и каналам (Barth, 1934) (табл. 55).

Ф-ла (132) дана для чистого турбулентного движения. Но чисто турбулентного движения в каналах не бывает, всегда к нему примешивается и ламинарное движение. Именно, у стенок канала существует так называемый пограничный слой — слой ламинарного движения. Так как при ламинарном движении сопротивление пропорционально первой степени скорости, а при турбулентном — квадрату скорости, то в действительности сопротивление при течении по каналу пропорционально степени, меньшей 2.

Влияние шероховатости зависит от отношения величины выступов на поверхности к диаметру канала: чем больше это отношение, тем больше коэффициент трения λ . Имеет значение также характер шероховатости — острые выступы дают больше λ , чем плавные, волнистые. При одном и том же характере шероховатости поверхности чем больше будет диаметр, тем меньше λ .

Из наблюдений было установлено также, что сопротивление пропорционально не первой степени объемного веса γ , а степени, меньшей единицы.

Из большого числа наблюдений над трубами, сделанных Ритшелем и другими, была выведена формула сопротивления при движении воздуха по гладким трубам и каналам (Brabbée-Bradtke, 1915):

$$\Delta p_{1м} = 5.66 \cdot \gamma^{0.852} \cdot \frac{v^{1.924}}{d^{1.281}} \text{ мм вод. ст.}, \quad (133)$$

где $\Delta p_{1м}$ — сопротивление на 1 пог. м трубы или канала, в мм;

γ — вес 1 м³ газа, в кг/м³;

v — скорость, в м/сек;

d — диаметр или приведенный диаметр, в мм.

Приведенный диаметр для некруглых сечений равняется

$$d_{\text{прив}} = 4 \frac{F}{u},$$

где F — площадь сечения канала;

u — периметр сечения канала.

Для прямоугольных сечений, как указано раньше, приведенный диаметр равняется:

$$d_{\text{прив}} = \frac{2ab}{a+b}.$$

Для сухого воздуха при 0° $\gamma = 1.293$ кг/м³; соответствующее сопротивление будет:

$$\Delta p_{1м} = 5.66 \times 1.293 \cdot \frac{v^{1.294}}{d^{1.281}} = 7.34 \cdot \frac{v^{1.294}}{d^{1.281}}. \quad (134)$$

Для воздуха средней влажности при комнатной температуре принимается $\gamma = 1.2$, и соответствующее сопротивление на 1 пог. м трубы или канала будет:

$$\Delta p_{1м} = 6.61 \cdot \frac{v^{1.924}}{d^{1.281}} \text{ мм вод. ст.} \quad (135)$$

Ф-лы (133), (134) и (135) действительны для обычных вентиляционных каналов с гладкими стенками (обычно — оцинкованное железо), для которых, по табл. 55, можно принять $\lambda = 0.020 - 0.025$. Для

Таблица 55

Коэффициент трения λ для труб и каналов

№ по пор.	Материал	Состояние поверхности	Диаметр d или приведенный диаметр $\frac{2ab}{a+b}$ мм	Наименьший коэффициент трения λ_{\min}	Расчетная прибавка к λ_{\min} %			
1	Цельнотянутые железные гальванизированные или асфальтированные трубы	Чистая, новая	25	В зависимости от состояния поверхности: 0.018—0.040 0.018—0.030 0.017—0.025 0.015—0.028	0			
			50		0			
			100		0			
			500		0			
2	Сварные или клепаные железные трубы	То же	100	0.025	10			
			500	0.020	—			
			1000	0.020	30			
			2000	0.020	—			
3	Чугун	То же	50	0.035	0			
			100	0.028	0			
			500	0.017	0			
			1000	0.015	0			
4	Цемент	То же		Глад- Шеро- кая ховатая				
						100	0.025 0.038	0
						500	0.017 0.023	0
						1000	0.013 0.018	0
5000	0.012 0.015	0						
5	Дерево	Чистая, новая, шероховатая	100	0.040	—			
			500	0.024	30			
			1000	0.019	—			
6	Кирпичная кладка	Чистая, новая, со свойственной материалу шероховатостью	100	0.035	50			
			500	0.023	50			
			1000	0.018	50			
7	Трубы и каналы из материалов 1—5, при недолгой эксплуатации	Тонкие налеты на поверхности, небольшая ржавчина, практически чистая поверхность		В зависимости от состояния поверхности 0.03—0.02	 50—20			
8	То же, при более длительной эксплуатации	Легкое зарастание поверхности осадками, сильное ржавление при регулярной чистке		В зависимости от состояния поверхности 0.04—0.03	 100—50			
9	То же, при длительной эксплуатации	Сильное загрязнение, зарастание, недостаточная очистка		В зависимости от состояния поверхности 0.1—0.04	 200—100			

кирпичных каналов, на основании исследований Ритшеля, можно принять вдвое большее сопротивление, т. е. ф-ла (135) примет вид:

$$\Delta p_{1м} = 13.2 \cdot \frac{v^{1.924}}{d^{1.281}} \text{ мм вод. ст.} \quad (136)$$

По ф-ле (133) сопротивление пропорционально $\gamma^{0.852}$. Поэтому если объемный вес какого-либо газа обозначим через γ , а объемный вес воздуха, соответственно ф-лам (135) и (136), примем 1.2, то для печных газов сопротивление на 1 пог. м канала будет:

$$\Delta p_{1м} = 13.2 \cdot \frac{v^{1.924}}{d^{1.281}} \left(\frac{\gamma}{1.2} \right)^{0.825} \quad (137)$$

Расчет сопротивления по ф-ле (137) (Ритшеля-Браббе) дает несколько большие величины (процентов на 10), чем по ф-ле (132); следовательно, ф-ла (137) соответствует несколько большему коэффициенту шероховатости, чем указано в табл. 55. Для чистых кирпичных каналов результаты подсчетов по обеим формулам будут более близки, если расчетную прибавку к минимальному в табл. 55 примем не в 50, а в 60%.

Рассчитанные по этим формулам потери напора относятся к чистым кирпичным каналам. Каналы с менее гладкими стенками (покрытые сажей или с неровной или поврежденной кладкой) отличаются тем большим коэффициентом трения и дадут тем большее сопротивление, чем шероховатее поверхности стен и чем больше неровностей в них имеется. При одной и той же степени засоренности поверхности это скажется тем сильнее, чем меньше диаметр канала. По мере эксплуатации данной печной системы поверхность стенок каналов может делаться более шероховатой: в горячих каналах оплавляться и покрываться натеками (в особенности, если газы несут мелкие частички расплавленного шлака), в холодных — покрываться сажей. Поэтому, если нет оснований думать, что поверхность канала все время будет сохраняться чистой, результаты, полученные по ф-лам (132) и (137), следует увеличить вдвое, а в особо неблагоприятных случаях (сильное зарастание шлаками, пылью, смолой, образующей спускающиеся со свода натеки и т. п.) — еще более.

Для облегчения пользования формулами даем вспомогательные графики. Скорость v и плотность γ в обеих формулах даются при той температуре, которую имеют протекающие по каналу газы. Для перевода v_0 и γ_0 при 0° в v_t и γ_t при t° составлен график рис. 31.

Для упрощения процедуры расчета по ф-ле (137) даем графики (рис. 32 и 33).

График на рис. 32 служит для определения величины $13.2 \cdot \frac{v^{1.924}}{d^{1.281}}$, т. е. для определения сопротивления на 1 пог. м канала при движении газа, имеющего $\gamma = 1.2 \text{ кг/м}^3$.

График на рис. 33 служит для перевода сопротивления при $\gamma = 1.2 \text{ кг/м}^3$ на сопротивление при том объемном весе γ , который в действительности имеют протекающие по каналу газы.

Поясним пользование нашими графиками на примере. Печь потребляет в час 4000 000 ккал. Топливо — очищенный генераторный газ средней калорийности. Избыток воздуха в горелках — 20%. Присос воздуха на пути до борова — 50% от объема дыма у горелок. Температура в борове 400° . Скорость дыма в борове, отнесенная к 0° , $v_0 = 3 \text{ м/сек}$. Объемный вес дыма, отнесенный к 0° , $\gamma_0 = 1.32$. Длина борова — 50 м.

Определение сопротивления дымового борова при рабочем загрязнении стенок его. По графику рис. 31 из скорости при $0^\circ v_0 = 3$ м/сек определяем скорости при $400^\circ - v_{400}$. Ход определения показан на графике пунктирной линией. От вертикальной шкалы слева от графика, именно от $v_0 = 3$, идем вправо к пучку косых линий (v_t); каждая из этих линий соответствует определенной температуре, при которой

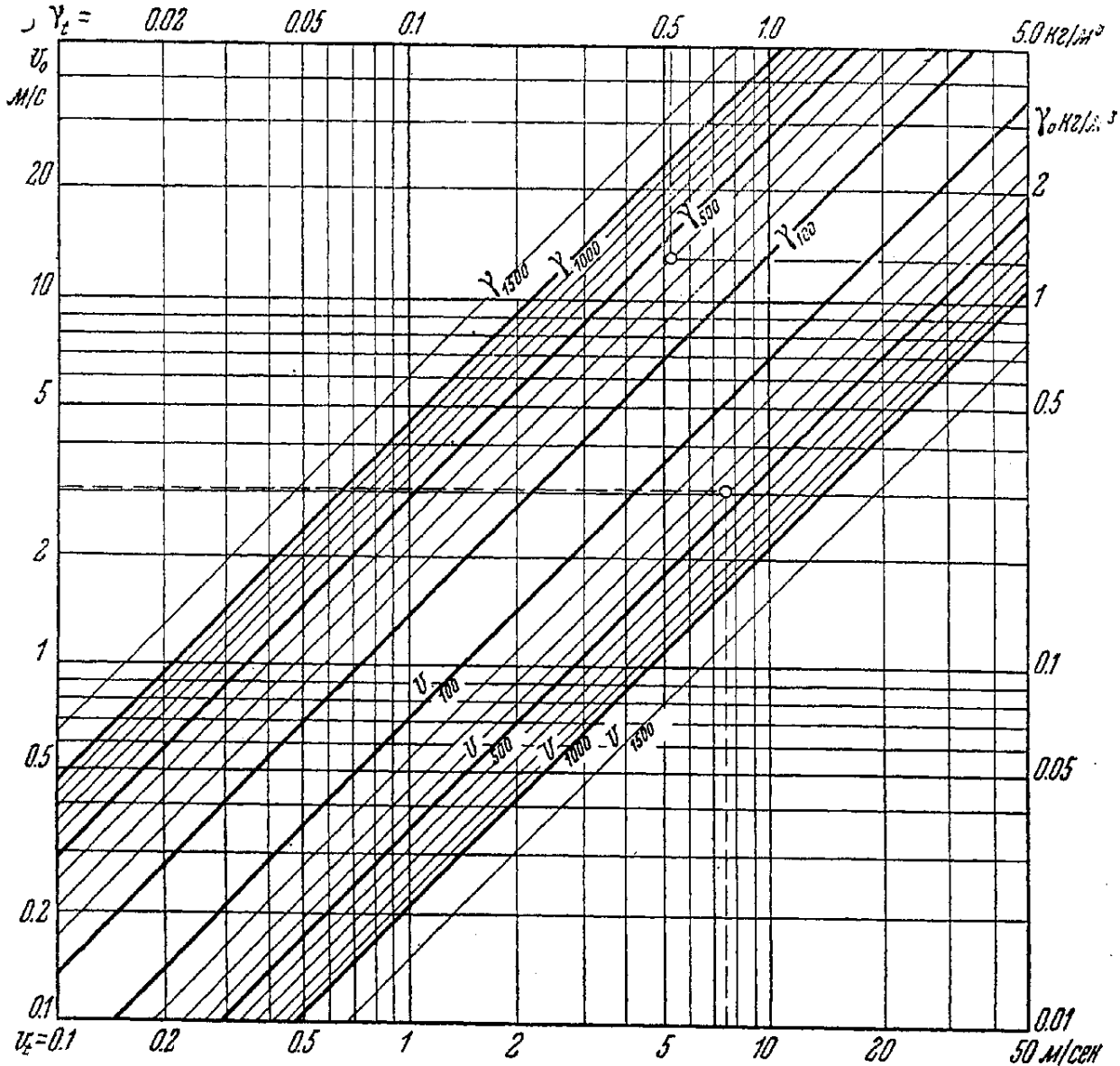


Рис. 31. График перевода γ_t в γ_0 и v_t в v_0 .

надо найти скорость v_t . Идем до пересечения с линией заданной температуры — 400° ; от этой точки пересечения идем вниз к горизонтальной шкале v_t ; получаем $v_t = 7.4$ м/сек.

Далее надо определить приведенный диаметр борова:

объем дыма в 1 час (по табл. 51) без избытка воздуха равняется: $1.76 \times 4000 = 7040$ нм³/час;

избыток воздуха 20%: $0.94 \times 0.2 \times 4000 = 752$ нм³/час;

объем дыма у горелок: $7040 + 752 = 7792$ нм³/час;

присос воздуха до борова, 50% от объема дыма: $7792 \times 0.5 = 3896$ нм³;

общий объем дыма в борова, в 1 сек: $(7792 + 3896) : 3600 = 3.24$ нм³/сек;

площадь сечения борова 3.24 нм³: 3 м = 1.08 м².

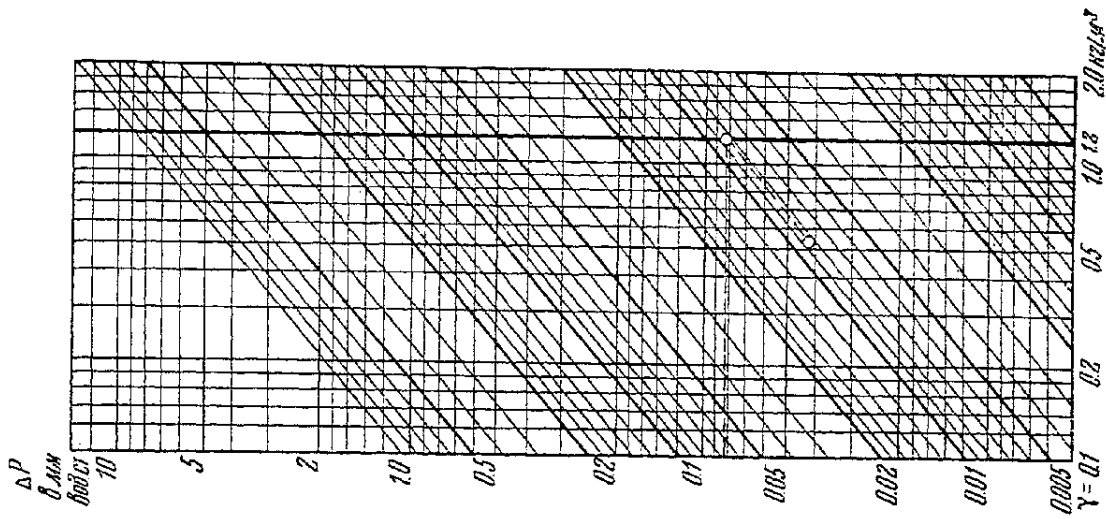


Рис. 33. График перевода сопротивления при движении по каналу в зависимости от объемного веса газа γ .

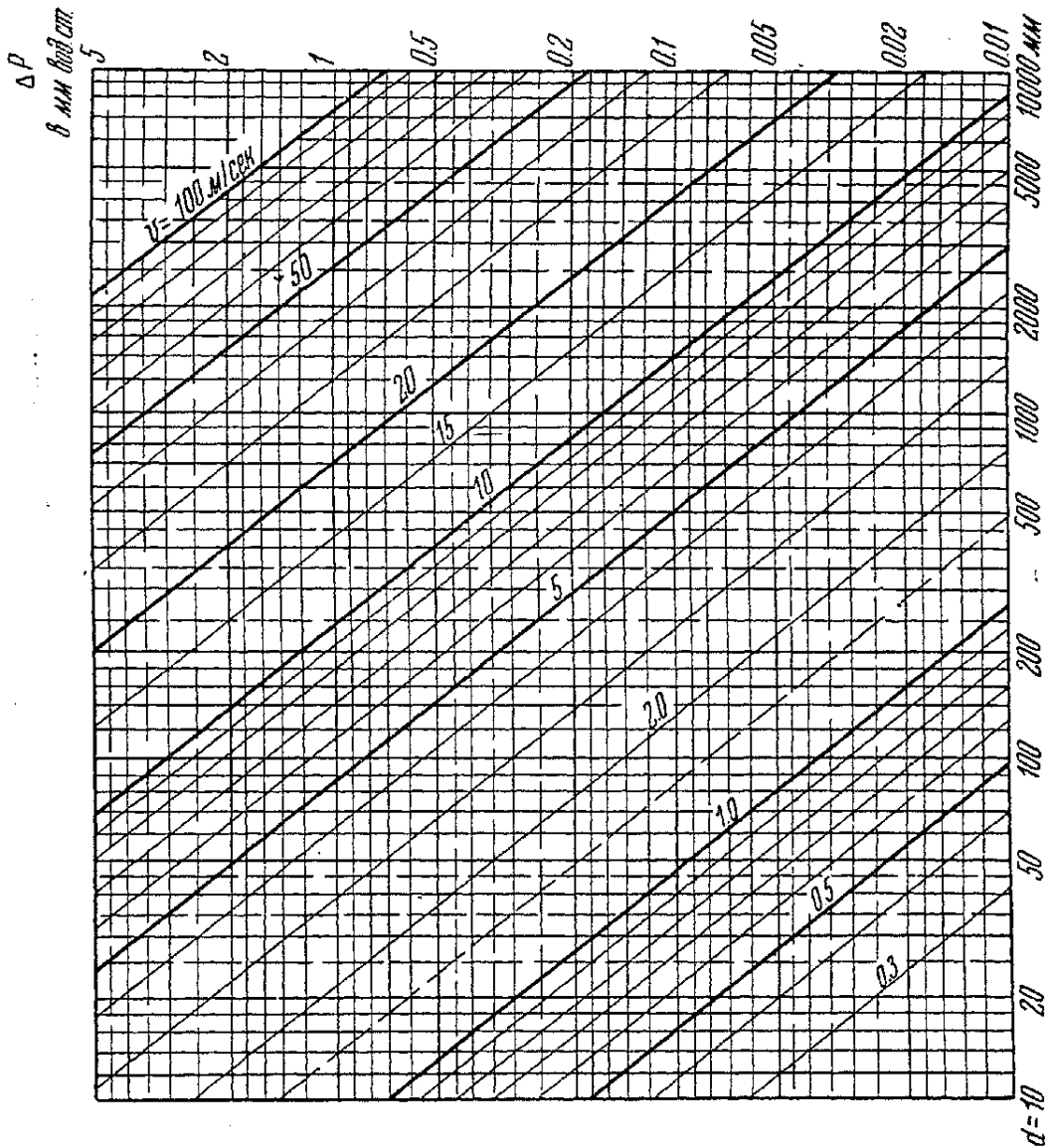


Рис. 32. График сопротивления в мм вод. ст. Δp при движении воздуха по каналам с диаметром d (или приведенным диаметром $d_{прив}$) в мм, со скоростью v м/сек.

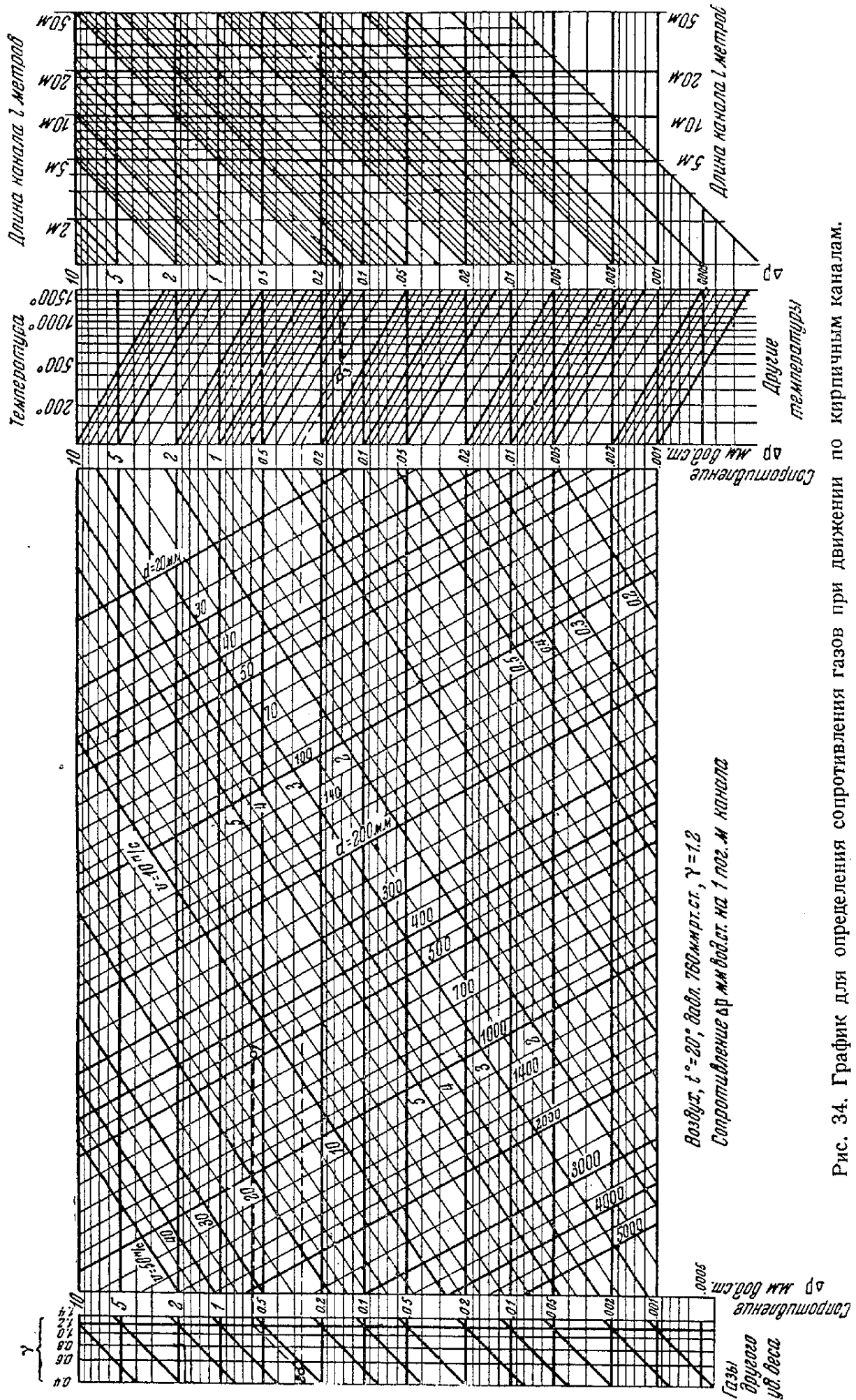


Рис. 34. График для определения сопротивления газов при движении по кирпичным каналам.

Положим, сечение борова квадратное, тогда сторона сечения равна $\sqrt{1.08} = 1.04$ м. При квадратном сечении приведенный диаметр равняется стороне, т. е. $d_{\text{прив}} = 1.04$ м = 1040 мм. Имея $v_t = 7.4$ м/сек и $d = 1040$ мм, по графику рис. 32 находим потерю напора на 1 пог. м борова в случае, когда по нему со скоростью 7.4 м/сек протекает газ с объемным весом $\gamma = 1.2$ кг/м³.

Для нашего примера находим это сопротивление по графикам рис. 32 и 33: от нижней шкалы диаметров (от $d = 1040$) идем вверх до косо́й линии ($v = 7.4$); от пересечения с этой линией идем вправо к шкале напоров или сопротивлений; получаем $R = 0.084$. Такое сопротивление на 1 пог. м было бы при $\gamma = 1.2$; но у нас имеется другой объемный вес, γ_t , для определения которого служит график рис. 31; γ_t определяется подобно v_t : от вертикальной шкалы γ_0 справа графика идем влево к пучку косо́х линий γ_t до линии, соответствующей заданной температуре $t = 400^\circ$; от точки пересечения с этой линией идем вверх, к шкале γ_t ; находим $\gamma_t = 0.53$.

По графику рис. 33 переводим сопротивление $\Delta p_{1,м}$, полученное для $\gamma = 1.2$ и равняющееся 0.084, на сопротивление, соответствующее $\gamma_t = 0.53$. Для этого от точки на шкале сопротивлений, соответствующей $\Delta p_{1,м} = 0.084$, идем горизонтально вправо до вертикали, соответствующей $\gamma = 1.2$, и от нее по косо́й линии опускаемся влево и вниз до $\gamma = 0.53$. Получаем точку, положение которой соответствует на шкале сопротивления $\Delta p_{1,м} = 0.042$.

Такое сопротивление было бы при чистой поверхности кирпичной кладки. При состоянии стен, соответствующем длительной эксплуатации, эту величину следует удвоить. Это дает при заданной длине борова в 50 м потерю напора:

$$\Delta p = 0.042 \times 2 \times 50 = 4.2 \text{ мм вод. ст.}$$

В одной из прежних работ мы дали комбинированный график (рис. 34) для определения потери напора при движении газов по печным каналам (Нагорский, 1931). Зная приведенный диаметр, скорость v_t газа, его плотность при $0^\circ \gamma_0$, температуру и длину канала l , при помощи этого графика определяем потерю напора для всей длины канала при чистой кирпичной поверхности стенок. Нахождение Δp по этому графику складывается из тех же приемов, какие были указаны для применения графиков рис. 32 и 33.

Сопротивления от трения о стенки каналов составляют лишь малую часть в общей сумме сопротивлений в печах. Сопротивление печной системы складывается, главным образом (в некоторых случаях почти исключительно), из местных сопротивлений.

Местные сопротивления

Долгое время для местных сопротивлений принимались коэффициенты, установленные в половине прошлого столетия Вейсбахом. По Вейсбаху, коэффициент местного сопротивления давался для определенного характера изменения движения — для определенного угла колена канала, для закругленного поворота его с определенным радиусом закругления, для перехода с узкого сечения канала на широкое и, наоборот, при данном соотношении диаметров канала и т. п. Коэффициент местного сопротивления ζ , на который помножается скоростной напор, чтобы получить сопротивление в данном месте:

$$\Delta p = \zeta \frac{v^2}{2g} \gamma, \quad (138)$$

не ставился в зависимость ни от шероховатости стенок, ни от скорости потока, ни от объемного веса протекающей среды.

До очень недавнего времени коэффициенты Вейсбаха служили основой для определения сопротивлений в ряде технических областей. Отдельные авторы широко интерполировали и экстраполировали, исходя из этих коэффициентов, дополняя их своими лабораторными наблюдениями и практическими коэффициентами запаса, но в основном оставались на той же точке зрения — на независимости коэффициентов местных сопротивлений от диаметра, скорости, характера поверхности

канала, от плотности и вязкости среды.

Исследования последних лет показали, что все эти факторы отражаются на величине коэффициентов местных сопротивлений; на рис. 35 графически представлены результаты определений коэффициента местного сопротивления в закругленном колене с поворотом в 90° (Hofman, 1929); из графика видно, насколько разноречивы были получившиеся результаты.

Из этой разноречивости вытекала большая ненадежность расчетов сопротивлений. В тех областях, где расчеты основываются всецело на сопротивлении при движении среды по каналам и трубам, например, в расчетах водопроводов, канализаций, водяного отопления, вентиляционных систем

и т. п., действительные перепады давления сильно отличались от расчетных; для достижения заданных подач воздуха или воды в отдельные части системы приходится прибегать к последующим регулировкам путем дросселирования — введения добавочных сопротивлений. Это ведет к тому, что расчеты приходится делать с большим запасом.

За последние 10—15 лет появилось много работ, в которых исследователи при определении коэффициентов местного сопротивления вводят факторы, прежде ускользавшие от внимания. Количество этих работ велико, и они разбросаны по разным изданиям; имеются также сводные статьи новейших данных. Среди статей, суммирующих исследования последних лет, особенно следует упомянуть две: работу Эйлера (Euler, 1934) и работу Абрамовича (1935).

Все местные сопротивления можно свести к нескольким основным типам. Таковы: поворот канала или колена под углом; округленный поворот или колена (отвод); составное колена; тройники и ответвления; внезапное изменение сечения канала; постепенное изменение сечения канала (диффузор); диафрагмы.

Прямоугольное колена незакругленное. Для прямоугольного колена Вейсбах определил величину коэффициента местного сопротивления $\zeta = 1.0$.

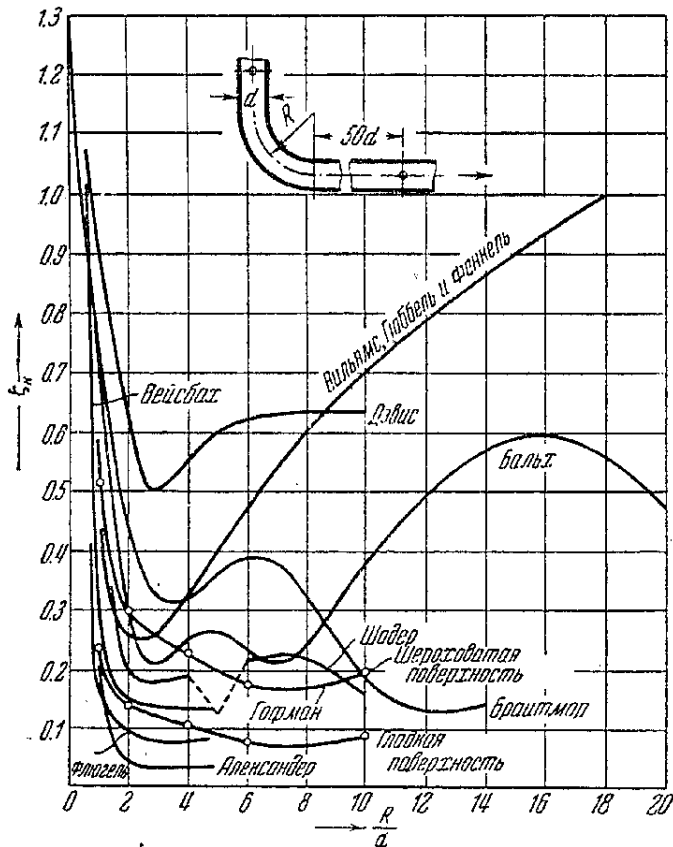


Рис. 35. Коэффициенты сопротивления в закругленном колене по определениям разных авторов.

Последующие исследователи получили бóльшие величины и при- том отличающиеся друг от друга: от 1.1 (Нипперт-Шпальдинг — для технически гладких труб) до 1.47 (Бамбах — для шероховатых труб) и даже до 2 (Цейнер).

Исследования показали, что коэффициент местного сопротивления зависит от нескольких факторов: от числа Рейнольдса Re , от коэффициента трения (от шероховатости) и от формы сечения колена.

Чем меньше число Рейнольдса, тем больше коэффициент местного сопротивления. При малой величине рейнольдсова числа влияние его сказывается сильно; чем больше число Рейнольдса, тем меньше оно оказывает влияния на коэффициент местного сопротивления. При тех числах Рейнольдса, с которыми приходится иметь дело в большинстве случаев в печах, именно при $Re > 10^5$, влияние его сказывается уже сравнительно незначительно.

Коэффициент местного сопротивления увеличивается с увеличением коэффициента шероховатости λ . Следовательно, для определенного материала, для определенной шероховатости стенок канала, на котором имеется колено, будет определенный коэффициент местного сопротивления, отличающийся от сопротивления такого же колена, но примыкающего к каналу с другой шероховатостью стенок. Важна шероховатость не только и, пожалуй, даже не столько в самом колене, как в канале перед коленом. Шероховатость является турбулизатором потока, и чем поток турбулентнее, тем больше сопротивление колена.

Для прямоугольного колена круглого или квадратного сечения, согласно новейшим данным, коэффициент местного сопротивления для гладких стенок равняется 1.1—1.23 (Кирхбах, Нипперт-Шпальдинг, Гибсон), для технически шероховатых¹ — от 1.23 до 1.47 (Шубарт, Бамбах). Для кирпичных каналов можно принять $\zeta = 1.5$ (Bansen, 1927/28); при особенно сильном загрязнении стен канала этот коэффициент следует соответственно увеличить.

Сопротивление зависит от формы сечения каналов, которые образуют колено: являются ли эти сечения вытянутыми в плоскость угла колена (плоское колено) или перпендикулярно плоскости угла (вертикально вытянутое высокое сечение). Наименьшим коэффициентом сопротивления отличается колено с вертикально вытянутым сечением, когда сторона, лежащая в плоскости угла, приблизительно вдвое меньше другой стороны (перпендикулярной плоскости угла).

Колена, у которых ширина канала значительно больше высоты его, имеют бóльшее сопротивление, чем колено при круглых или квадратных сечениях каналов. Практически для плоских кирпичных каналов коэффициент местного сопротивления прямоугольного колена ζ принимается равным 2; для сечений, приближающихся к квадратным, принимается $\zeta = 1.5$.

Незакругленные колена под другими углами. Чем меньше угол отклонения колена, тем меньше при прочих равных условиях коэффициент местного сопротивления колена. Для колен на каналах квадратного сечения с шероховатыми стенками наиболее применимыми можно считать коэффициенты, определенные Бамбахом (табл. 56).

Таблица 56

Коэффициенты местных сопротивлений для незакругленных колен в каналах квадратного сечения с шероховатыми стенками, в зависимости от угла отклонения δ°									
$\delta^\circ = 10$	20	30	40	50	60	70	80	90	
$\zeta = 0.07$	0.13	0.22	0.35	0.49	0.67	0.89	1.14	1.47	

¹ Поверхность испытуемых каналов покрывалась клеем и посыпалась песком.

Для колен с сечением каналов, вытянутым в плоскости колена, а также при мелких числах Рейнольдса, $Re < 80\,000$, ζ следует брать больше.

Составные колена. Если одно колено следует за другим, то возмущение потока, вызванное одним коленом, влияет на характер последующего потока, что отражается на сопротивлении в последующем колене.

Кирбах (Абрамович, 1935, диаграмма 148) исследовал составные колена в 90° для круглого сечения гладких труб, составленных из двух колен по 45° , из трех колен по 30° и из четырех колен по 22.5° . Исследование показало, что вообще с увеличением длины сегментов (длины расстояния между углами по средней линии) общее сопротивление колена несколько увеличивается; при малых расстояниях между

Таблица 57

Коэффициенты местного сопротивления для составных колен (гладкие трубы по Кирбаху)

Число углов в колене	При длине сегмента a			
	$3d$	$5d$	$7.5d$	$10d$
2 по 45°	0.32	0.35	0.39	0.40
3 „ 30°	0.15	0.17	0.19	0.20
4 „ 22.5°	0.12	0.12	0.11	0.14

Таблица 58

Коэффициенты местного сопротивления ζ для отводов в 90° круглых труб при $Re = 120\,000$

R — радиус закругления, d — диаметр канала

Трубы	При $R:d$			
	1	2	4	6
гладкие . . .	0.25	0.17	0.12	0.09
Шероховатые .	0.51	0.30	0.24	0.19

лется между $100\,000$ и $250\,000$. При $Re = 250\,000$ указанные в табл. 58 величины следует уменьшить; это уменьшение тем больше, чем больше отношение радиуса кривизны отвода R к диаметру трубы d . Для гладких труб при $R:d$, равном от 1 до 2, это уменьшение будет около 12—15%; при $R:d$, равном от 4 до 6, — около 20%. Наоборот, при уменьшении Re ниже $100\,000$ коэффициенты местных сопротивлений ζ увеличиваются. При $R:d$, равном 1—2, это увеличение равняется 20%, при $R:d$, равном от 4 до 6, — 25—30%.

На рис. 36 даем диаграмму коэффициентов местного сопротивления ζ для отводов в 90° , в зависимости от отношения радиуса закругления к диаметру трубы и от числа Рейнольдса, для гладких и технически шероховатых труб.

Закругленные колена (отводы) при отклонении меньше 90° . Для наиболее часто встречающихся случаев ($Re = 120\,000$) коэффициенты местного сопротивления ζ даны в табл. 59 (по Василевскому — см. Абрамович, 1935).

углами общее сопротивление меньше суммы сопротивлений отдельных колен; при значительных расстояниях общее сопротивление приближается к сумме сопротивлений отдельных колен.

Если длину сегмента a обозначить в числе диаметров канала d , то коэффициенты местного сопротивления для составных колен гладких каналов выразятся в цифрах табл. 57.

Для труб и каналов с шероховатыми стенками ζ берется в 1.5 раза больше.

Прямоугольное колено закругленное. Гофман (Euler, 1934) для условий, отвечающих $Re > 100\,000$, дает коэффициенты местного сопротивления для отводов в 90° , указанные в табл. 58.

В большинстве случаев в условии работы печей число Рейнольдса колеб-

Таблица 59

Коэффициенты местного сопротивления ζ в закругленных отводах гладких труб при $Re = 120\,000$ для углов отклонения δ° до 60°

δ°	При $R:d$				
	1	2	4	6	10
15.0°	0.035	0.033	0.032	0.031	0.030
22.5	0.051	0.048	0.047	0.046	0.045
30.0	0.075	0.072	0.071	0.070	0.069
45.0	0.145	0.110	0.100	0.090	0.080
60.0	0.200	0.135	0.115	0.100	0.085

Для технически шероховатых труб величина ζ увеличивается в 1.5 раза. На рис. 37 даны диаграммы Василевского (1932), на которых видна зависимость ζ для закругленных отводов гладких труб от числа Рейнольдса.

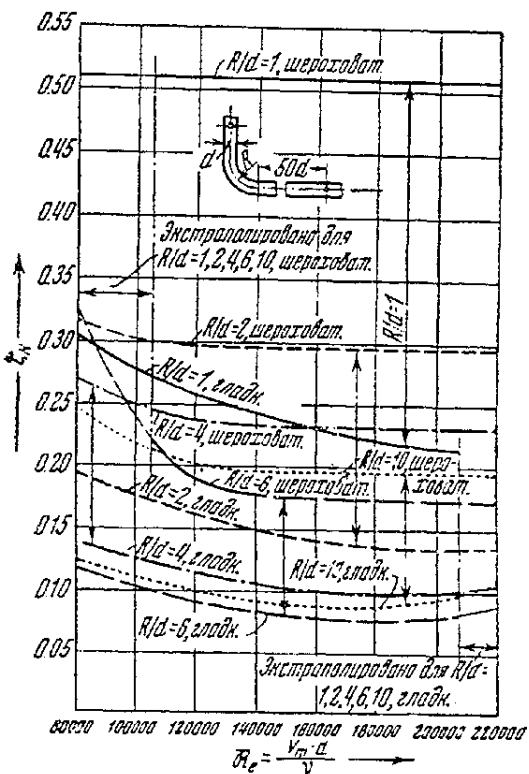


Рис. 36. Зависимость от числа Рейнольдса коэффициента местного сопротивления закругленного колена под прямым углом (по Гофману).

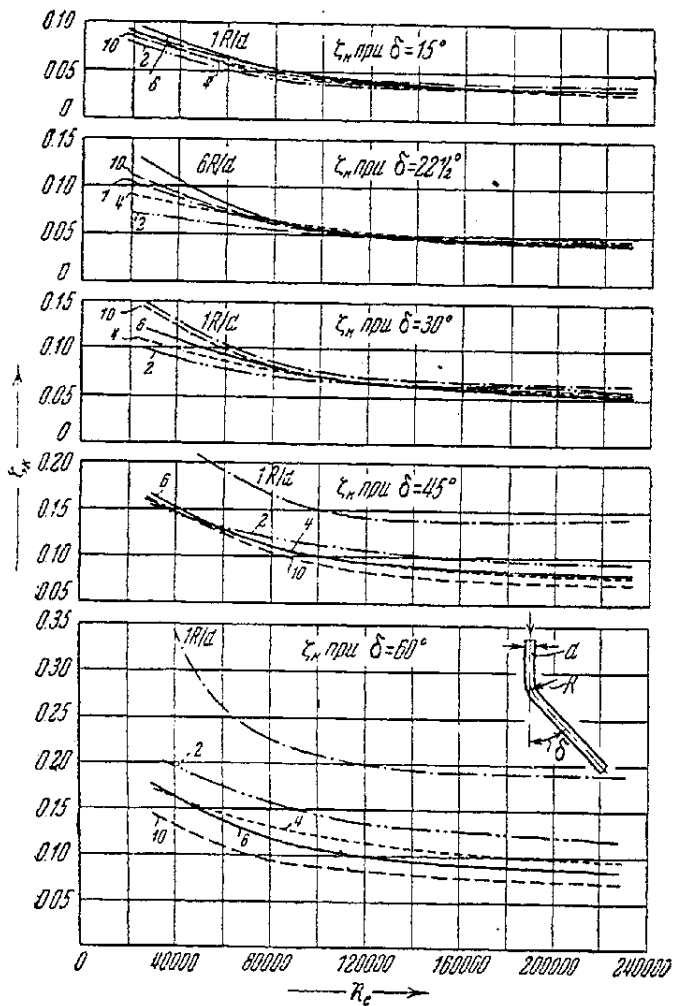


Рис. 37. Зависимость от числа Рейнольдса коэффициента местного сопротивления закругленного колена с углом отклонения менее прямого (по Василевскому).

В виду влияния числа Рейнольдса на величину коэффициентов местного сопротивления даем график (рис. 38) для определения его по формуле:

$$Re = \frac{vd}{\nu}$$

Для определения числа Рейнольдса находят сначала величину dv — произведение диаметра (или приведенного диаметра) канала на ско-

рость течения в нем газов; это произведение лежит в точке пересечения горизонтальной линии, идущей от вертикальной шкалы v , с вертикальной линией, идущей от горизонтальной шкалы d ; числовое значение vd определяется положением полученной точки между линиями vd , идущими на графике сверху — слева вниз — вправо. От

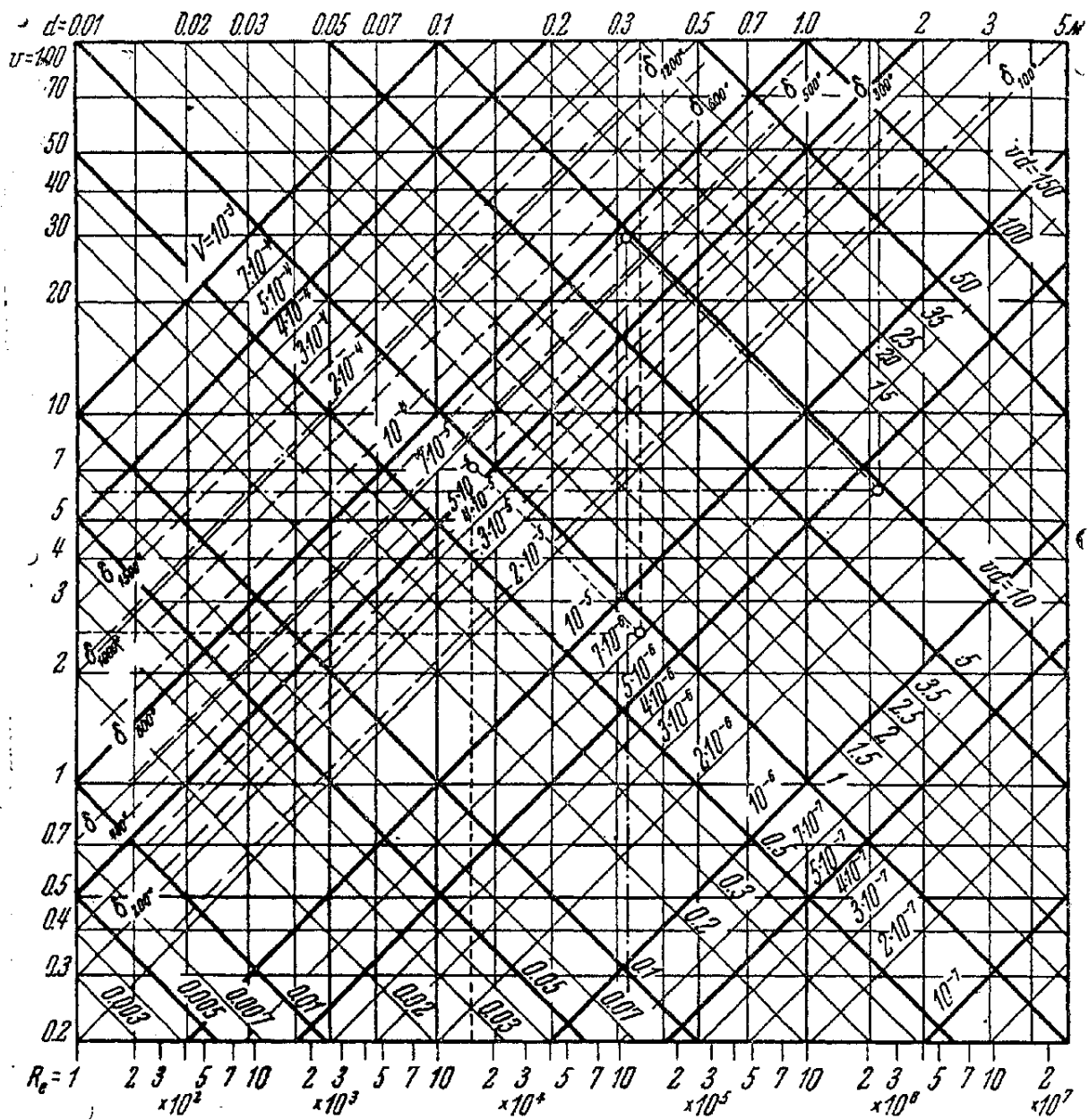


Рис. 38. График для определения числа Рейнольдса $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$:

v —скорость в м/сек; d —диаметр в м; ν —кинематическая вязкость; δ —линии вязкости дыма при температуре t° .

полученной точки надо идти параллельно линиям vd до кинематической вязкости ν , величинам которой соответствуют линии, идущие на графике снизу — слева вверх — направо. На графике нанесена также (пунктиром) вязкость дыма при разных температурах (δ_t).

Пользование графиком показано на двух примерах.

1-й пример. По каналу с приведенным диаметром 0.35 м идет дым со скоростью $v_t = 2.5$ м/сек при $t^\circ = 400^\circ$.

Решение показано мелкопунктирной линией; $Re = 15000$.

2-й пример. По борovu с приведенным диаметром 1.5 м отводится дым со скоростью 6 м/сек при $t = 600^\circ$. Решение показано линией штрих-точка; $Re = 11000$.

Влияние шероховатости стенок канала на сопротивления в коленах. Чем шероховатее стенки канала, тем турбулентнее поток, тем больше сопротивления в местах изменения формы потока, как это видно из табл. 60.

Таблица 60

Влияние коэффициента шероховатости на коэффициент местного сопротивления ζ

Род сопротивления	При коэффициенте шероховатости λ			Автор
	0.015	0.020	0.025	
Отвод 90°:				
$R:d = 1$	0.22	0.37	0.52	Гсфман
$R:d = 2$	0.14	0.22	0.30	"
Отвод 60°:				
$R:d = 6$	0.055	0.104	—	Василевский
Нескругленное колено, 30° (круглое сечение)	0.12	0.17	0.23	Кирхбах

Поворот канала с изменением сечения. Наблюдение над сечением воды в моделях показывает, что завихрения в коленах с разной шириной входящей и выходящей ветви, при одной и той же высоте, зависят от соотношения ширины этих ветвей. При переходе из узкой ветви в широкую (рис. 39) завихрения будут больше, чем при движении жидкости из широкой ветви в узкую (рис. 40).

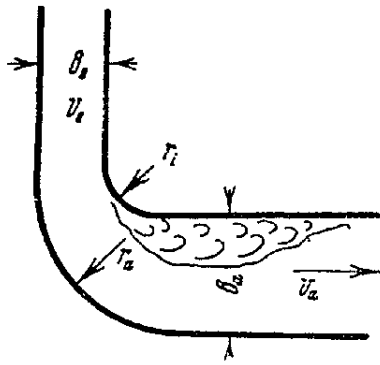


Рис. 39. Колено с переходом из узкой ветви в широкую.

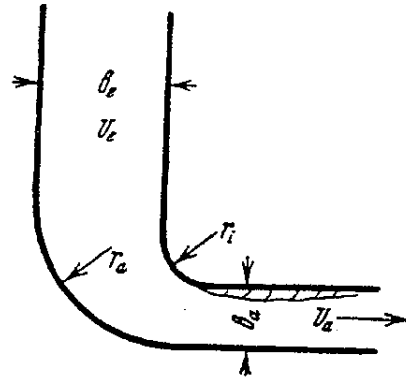


Рис. 40. Колено с переходом из широкой ветви в узкую.

Табл. 61 — 62 составлены по данным Нипперта (Nippert, 1929, Абрамович, 1935) и содержат коэффициенты сопротивления ζ для колен с разной шириной входящей (b_e) и выходящей (b_a) ветвей. Коэффициент в таблицах дается по скорости в выходящей ветви, так что сопротивление в колене выразится:

$$\Delta p = \zeta_a \cdot \frac{v_a^2}{2g} \cdot \gamma.$$

Коэффициент сопротивления по скорости во входящей ветви выразится:

$$\zeta_e = \zeta_a \cdot \frac{v_a^2}{v_e^2} = \zeta_a \cdot \frac{b_e^2}{b_a^2}.$$

Таблица 61

Коэффициенты местного сопротивления ζ_a в прямоугольном нескругленном колене, при разной ширине входящей b_e и выходящей b_a ветвей (высота $h = \text{const}$)

$b_a : b_e = 0.5$	1.0	1.5
$\zeta_a = 0.68$	1.17	2.22

Таблица 62

Коэффициенты местного сопротивления ζ для скругленного прямоугольного колена, при радиусе закругления во внутренней кромке $r_i = 0.5 b_e$, при разных радиусах закругленной внешней кромки $r_a : b_e$

$r_a : b_e$	$b_a : b_e$		
	0.5	1	1.5
Для $r_i = 0.5 b_e$			
0.0	0.13	0.25	1.55
0.5	0.14	0.26	1.60
1.0	0.13	0.20	1.50
1.5	0.15	0.19	1.40
Для $r_i = 1 b_e$			
0.0	0.08	0.24	0.89
0.5	0.10	0.23	0.93
1.0	0.09	0.19	0.90
1.5	0.07	0.14	0.70
2.0	0.10	0.14	0.64
Для $r_i = 1.5 b_e$			
0.0	0.10	0.34	0.75
0.5	0.09	0.28	0.90
1.0	0.07	0.23	0.94
1.5	0.07	0.16	0.68
2.0	0.07	0.13	0.44
2.5	0.09	0.14	0.45
3.0	0.17	0.20	0.60
Для $r_i = 2 b_e$			
0.0	0.09	0.37	0.89
0.5	0.10	0.35	0.97
1.0	0.08	0.31	0.98
1.5	0.07	0.20	0.80
2.0	0.06	0.13	0.55
2.5	0.07	0.11	0.37
3.0	0.08	0.12	0.32

Влияние формы сечения колена. При прохождении потока через колена, кроме завихрений у внутренней и наружной кромок колена, поток делится на два спиральных завихрения, оси которых расположены по направлению движения потока (рис. 41). На эти вращательные движения безвозвратно расходуется энергия (так же, как и на завихрения у наружной и вну-

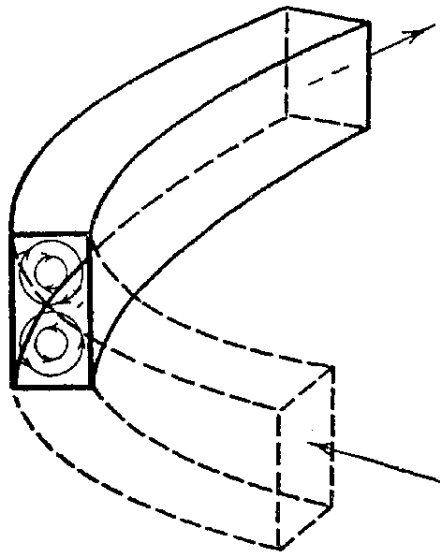


Рис. 41. Два спиральных завихрения потока в колене.

тренной кромок), и это входит как составная часть в сопротивление колена.

Наименьший расход энергии на вращательное движение получается, если оно происходит в сечении, близком к квадрату; следовательно, при наличии в колене двух таких движений колена с наименьшим сопротивлением должно иметь вытянутое по высоте сечение, высота в нем должна быть вдвое больше ширины.

Таблица 63

Влияние отношения высоты сечения колена (h) к ширине (b) на коэффициент местного сопротивления ζ , в зависимости от отношения радиуса закругления к ширине $R : b$ (по Нипперту)

$h : b$	При $R : b$					
	1	1.5	2	2.5	3	4
0.166	0.50	0.22	0.16	0.125	0.117	0.13
0.250	0.25	0.14	0.09	0.072	0.073	0.075
0.416	0.21	0.12	0.08	0.071	0.070	0.065
1.0 (кругл.)	0.25	0.15	0.10	0.085	0.080	0.08
2.4	0.07	0.03	0.02	0.016	0.015	0.015
4.0	0.14	0.04	0.022	0.017	0.016	—
7.5	0.25	0.09	0.06	0.040	0.035	0.032

Внезапное расширение поперечного сечения канала (рис. 42). Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скорости в узкой части канала, равняется:

$$\zeta_{v_1} = \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2. \quad (139)$$

Коэффициент местного сопротивления, отнесенный к скорости в широкой части канала, равняется:

$$\zeta_{v_2} = \left[\frac{F_2}{F_1} - 1\right]^2. \quad (140)$$

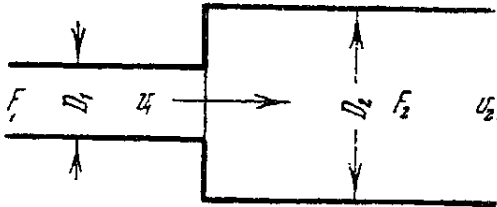


Рис. 42. Внезапное расширение канала.

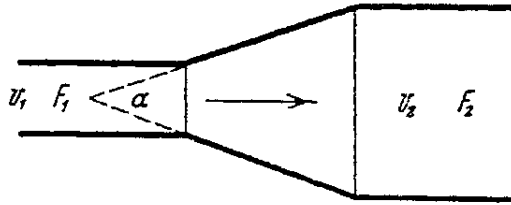


Рис. 43. Постепенное расширение канала (диффузор).

Частным случаем будет выходное отверстие в стене:

$$\zeta_{v_1} = \left(1 - \frac{F_1}{\infty}\right)^2 = 1. \quad (141)$$

Таблица 64

Коэффициент местного сопротивления ζ_{v_1} (по скорости в узкой части) при внезапном расширении канала, для разной степени расширения — $F_1:F_2$

$F_1:F_2$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
ζ_{v_1}	1	0.81	0.64	0.49	0.36	0.25	0.14	0.09	0.04	0.01	0

Постепенное расширение канала (диффузор, рис. 43). При постепенном расширении канала завихренность будет меньше, чем при внезапном, и сопротивления меньше. Получается как бы смягченный удар. Коэффициент сопротивления при постепенном расширении $\zeta_{\text{пост}}$ равняется коэффициенту сопротивления при внезапном расширении $\zeta_{\text{внез}}$, помноженному на некоторый фактор:

$$\zeta_{\text{пост}} = K \zeta_{\text{внез}} = K \left(1 - \frac{F_1}{F_2}\right)^2.$$

Этот фактор несколько зависит от формы расширения: является ли оно коническим, или четырехгранным пирамидальным, или же расходятся две стенки канала, две же другие продолжают оставаться параллельными. Этот фактор (Абрамович, 1935) даем в табл. 65.

Таблица 65

Фактор смягчения K для перевода коэффициента местного сопротивления при внезапном расширении на коэффициент при постепенном расширении канала

Характер сужения	Центральный угол расхождения стен					
	10°	20°	30°	40°	50°	60°
Конусообразный . .	0.14	0.4	0.84	1.0	1.13	1.2
Пирамидальный . .	0.20	0.8	1.03	—	—	—
Две стенки—сходящиеся, две—параллельные	0.10	0.4	0.80	0.97	—	—

Из табл. 65 видно, что только при небольших углах получается большое снижение сопротивления, при угле между расходящимися стенками канала в 40° сопротивление получается такое же, как при внезапном расширении.

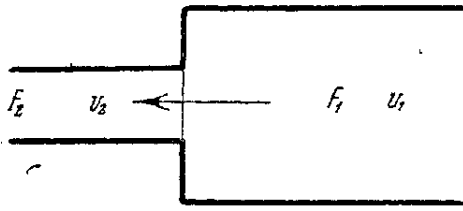


Рис. 44. Внезапное сужение канала.

Внезапное сужение канала (рис. 44). Коэффициенты сопротивления ζ_{v_2} , вычисленные Абрамовичем по данным Гибсона (Gibson, 1933) и относящиеся к скорости в узкой части канала v_2 , представлены в табл. 66.

Таблица 66

Коэффициенты местного сопротивления ζ_{v_2} при внезапном сужении канала, при разной степени сужения $F_2 : F_1$

$F_2 : F_1 =$	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
$\zeta_{v_2} =$	0.3	0.29	0.27	0.25	0.21	0.17	0.13	0.08	0.04	0.01	0.0

Следует отметить, что цифры коэффициентов местного сопротивления этой таблицы значительно ниже прежних цифр, приводившихся автором настоящей работы и другими авторами.

Вход в канал. Частным случаем внезапного сужения канала будет вход в отверстие в стене, которым начинается канал. Для этого случая

$$F_1 : F_2 = \infty \text{ или } F_2 : F_1 = 0, \text{ и } \zeta_{v_2} = 0.3.$$

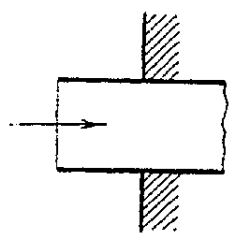


Рис. 45. Труба, выдающаяся из стены.

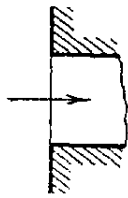


Рис. 46. Отверстие канала в стене с острыми кромками.

Сопротивление при входе зависит от формы входа в трубу или канал. Если труба выдается из стены (рис. 45), то $\zeta = 0.6$. Если канал или труба выходит заподлицо со стеной и кромки входа острые (рис. 46), то $\zeta = 0.3$. При округленных кромках и радиусе закругления

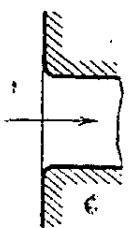


Рис. 47. Отверстие канала в стене с немного закругленными кромками.

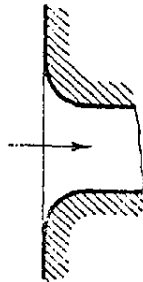


Рис. 48. Отверстие канала в стене; радиус закругления кромок $R = 0.5D$.

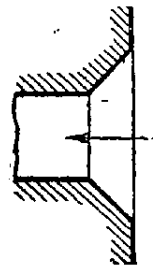


Рис. 49. Отверстие канала в стене с коническим раструбом.

$R = 0.1D$ (D — диаметр канала) (рис. 47) $\zeta = 0.1$. При радиусе закругления $R = 0.5D$ (рис. 48) $\zeta = 0.03$. При коническом раструбе, длина которого $l = 0.5D$ и центральный угол $\alpha = 45^\circ$ (рис. 49), $\zeta = 0.05$. Эти данные заимствованы из опытов ЦАГИ (Абрамович, 1935).

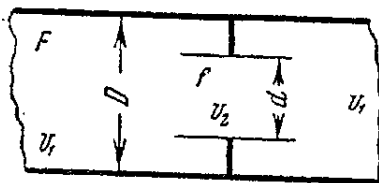


Рис. 50. Диафрагма.

Диафрагма (рис. 50). Сопротивление диафрагмы представляет значительный интерес отчасти потому, что диафрагма входит в приборы для измерения объемов протекающих жидкостей и газов, отчасти потому, что к сопротивлению диафрагмы сводятся сопротивления

отчасти потому, что к сопротивлению диафрагмы сводятся сопротивления

некоторых частей каналов (шибера, задвижки, окна в тонких стенках и др.).

Коэффициент сопротивления диафрагмы выражается формулой:

$$\zeta_{v_1} = \left(\frac{F}{\varphi \cdot f} - 1 \right)^2 = \left(\frac{D^2}{\varphi \cdot d^2} - 1 \right)^2. \quad (142)$$

Для тех случаев, когда площадь отверстия диафрагмы меньше половины площади сечения канала, Мондые (1930) принимает $\varphi = 0.65$. Когда площадь отверстия диафрагмы больше половины сечения диафрагмы, то для φ он дает формулу:

$$\varphi = 0.7 \frac{f}{F} + 0.3. \quad (143)$$

Таблица 67

Коэффициент φ в формуле сопротивления диафрагмы (по Мондые)

$f:F$	0—0.5	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9
$D:d$	∞ —1.41	1.41	1.29	1.19	1.12	1.055
φ	0.65	0.65	0.72	0.79	0.86	0.93

Для диафрагм, имеющих $D:d \geq 3$, или $f:F \leq 0.11$, по данным опытов ЦАГИ (Абрамович, 1935, стр. 141) $\varphi = 0.61$.

Исходя из этих данных, можно дать следующую таблицу ζ для диафрагм (табл. 68).

Таблица 68

Коэффициент сопротивления диафрагм

$f:F$	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	0.95
$D:d$	3.16	2.24	1.82	1.58	1.41	1.29	1.195	1.117	1.053	1.023
	0.61	0.62	0.63	0.64	0.65	0.72	0.79	0.86	0.93	0.964
ζ_{v_1}	238	50	18.4	8.4	4.33	1.74	0.66	0.21	0.036	0.008
ζ_{v_2}	2.38	2.0	1.66	1.34	1.08	0.63	0.32	0.13	0.03	0.007

Задвижки. По задвижкам имеются лишь старые данные Вейсбаха. Его коэффициенты несколько больше коэффициентов сопротивления диафрагм (надо думать, что на этом отразился ряд условий: другая форма отверстия и сечения канала, другая шероховатость, другое число Рейнольдса и т. п.).

Таблица 69

Коэффициент сопротивления прямоугольной задвижки в борове (рис. 51) (по Вейсбаху)

$h:H$	1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2	0.1
ζ_{v_1}	0	0.09	0.39	0.95	2.08	4.02	8.12	17.8	44.5	193

Таблица 70

Коэффициент сопротивления круглой задвижки (рис. 52) (по Вейсбаху)

$s:D =$	8/8	7/8	6/8	5/8	4/8	3/8	2/8	1/8
$\zeta_{v_1} =$	0	0.07	0.26	0.81	2.06	5.52	17.0	97.8

Переводя интерполяцией на десятые доли закрытия, получим:

$s:D$	1	0.9	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.3	0.2
ζ_{v_1}	0	0.05	0.17	0.4	1.0	2.06	4.7	10	35

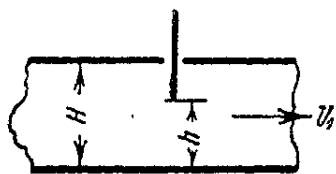


Рис. 51. Прямоугольная задвижка (шибер) в борове.

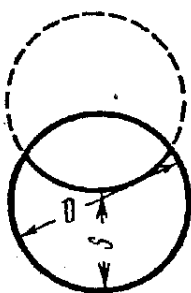


Рис. 52. Круглая задвижка.

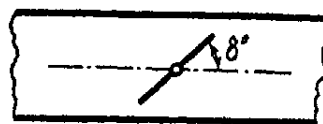


Рис. 53. Поворотный клапан.

Поворотный клапан (дроссель-клапан, рис. 53). Коэффициент сопротивления дроссель-клапана растет с углом поворота δ° , согласно табл. 71.

Таблица 71

Коэффициент сопротивления дроссель-клапана (по Вейсбаху)

$\delta^\circ =$	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°	40°	50°	60°	70°
$\zeta_{v_1} =$	0.24	0.52	0.90	1.54	2.51	3.91	6.22	10.8	32.6	118	751

Тройники. Вопрос о сопротивлениях при вливании бокового потока в основной поток („всасывание“, рис. 54) или при ответвлении от основного потока бокового потока („нагнетание“, рис. 55) принадлежит к числу сложных и трудных вопросов; в истории этого вопроса можно отметить некоторые имевшие место очень грубые ошибки.¹ Сложность и трудность вытекают из сложности комбинаций условий. Кроме обычных факторов, влияющих на коэффициент местного сопротивления,— шероховатости канала и завихренности потока, числа Рейнольдса, скорости, диаметра, формы сечения и т. п. — здесь присоединяется еще комбинация других условий: отношение сечений ветвей и тройника, отношение скоростей в них, величина угла между направлением основного потока и бокового потока.

¹ Такова была ошибка в цифрах сопротивления тройников, допущенная в классическом руководстве по отоплению и вентиляции Ритшеля-Браббе, повторявшаяся на протяжении многих изданий его; она была указана проф. А. Краузом (Техника и производство, № 2, 1928).

При прохождении через тройники имеются два коэффициента местного сопротивления:

ζ_d — коэффициент местного сопротивления в прямом потоке между сечениями *I* и *II* (рис. 54 и 55);

ζ_a — коэффициент местного сопротивления при переходе от бокового потока к основному или от основного к боковому — между сечениями *III* и *II* (рис. 54) или *I* и *III* (рис. 55).

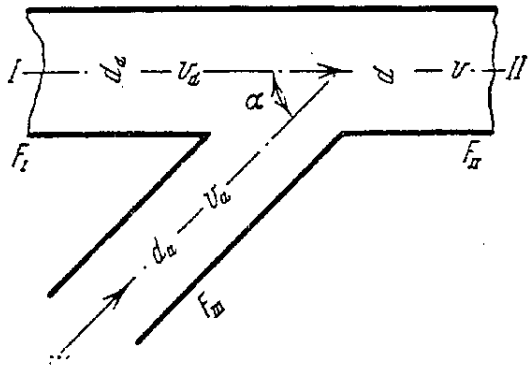


Рис. 54. Тройник — вливание бокового потока („всасывание“, „слияние“).

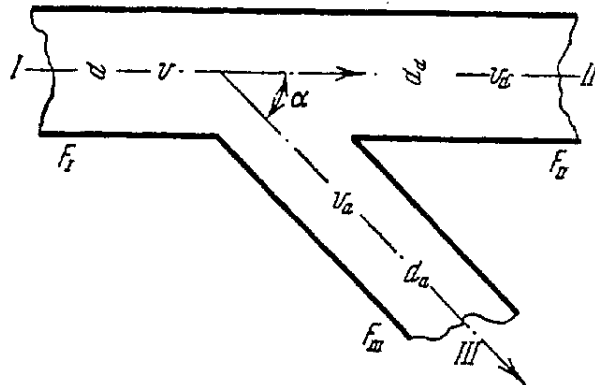


Рис. 55. Тройник — ответвление бокового потока („нагнетание“).

Сопротивление в тройнике складывается из двух частей. Имеющие место в тройнике завихрения всегда сопряжены с расходом энергии; следовательно, они дают положительное сопротивление. Кроме завихрений, в тройнике может происходить также изменение скорости потока. Так, если в основном потоке, по прямой линии, диаметр не меняется, т. е. $d_a = d$, то скорость до и после боковой ветви изменится: при вливании (всасывании) бокового потока скорость увеличится и $v > v_a$, а при ответвлении (нагнетании) — уменьшится, т. е. $v < v_a$. При изменении скорости потока статическое давление изменяется: при увеличении скорости статическое давление уменьшается, при уменьшении скорости — увеличивается. Эти два фактора — изменение давления от завихрения и изменение давления от перемены скорости — комбинируются; в одних случаях — при уменьшении скорости — сопротивление от завихрения уменьшается за счет нарастания напора от уменьшения скорости, и коэффициент местного сопротивления может даже быть отрицательным; в других случаях — при увеличении скорости — сопротивление от завихрения повышается с падением давления от увеличения скорости.

Чрезвычайно трудно дать коэффициенты сопротивления тройников, охватывающие все возможные практические случаи. Исчерпывающих данных для этого не имеется.

При равных скоростях во всех трех патрубках Ритшалль дал для прямоугольных тройников (т. е. если боковой патрубков перпендикулярен основному) коэффициенты сопротивления:

В прямом направлении	$\zeta = 1.0$
В ответвлении	$\zeta = 1.5$
При противотоке (рис. 56)	$\zeta = 3.0$

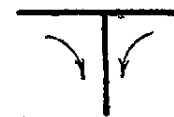


Рис. 56. Противоток в прямоугольном тройнике.

Впоследствии Браббе уточнил эти цифры. После исправления Краузом (1928) коэффициентов Браббе для прямоугольных тройников при нагнетании (рис. 57) при равных или почти равных скоростях во всех патрубках коэффициенты сопротивления выражаются следующими

цифрами в зависимости от соотношения диаметров прохода d_d и от-
ветвления d_a :

$d_d : d_a$	$\zeta_d(I-II)$
1	1.0
1.5	0.7
2	0.4
3	0.2
4	0.0

ζ_a (т. е. от I к III) для
всех случаев равно 1.5.

В табл. 72—74 даны результаты новейших исследований; для пе-
рехода от этих данных к практическим случаям приходится прибегать
к интерполяции с большей или меньшей степенью
приближения к действительности.

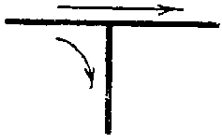


Рис. 57.
Нагнетание,
ответвление в
прямоугольном
тройнике.

Коэффициенты сопротивления в этих таблицах да-
ются:

ζ_a — по скоростному напору в боковой ветви, сле-
довательно,

$$\Delta p_a = \zeta_a \cdot \frac{v_a^2}{2g} \cdot \gamma; \quad (144)$$

ζ_d — по скоростному напору в прямом токе (т. е.
при слиянии или всасывании — до боковой ветви во входящей ветви
прямого тока; при ответвлении — после ответвления в исходящей
ветви прямого тока); следовательно, в прямом токе потеря напора
будет:

$$\Delta p_d = \zeta_d \cdot \frac{v_d^2}{2g} \cdot \gamma. \quad (145)$$

Таблица 72

Коэффициенты сопротивления в тройниках с боковым патрубком под прямым углом
к основному потоку, $\alpha=90^\circ$ (по Vogel, 1926)

$\frac{v_a}{v_d}$	ζ_a			ζ_d		
	$\frac{d_a}{d_d}=0.35$	$\frac{d_a}{d_d}=0.58$	$\frac{d_a}{d_d}=1$	$\frac{d_a}{d_d}=0.35$	$\frac{d_a}{d_d}=0.58$	$\frac{d_a}{d_d}=1$

Слияние 90°

0.6	-3.80	-1.60	0.15	0.7	0.70	0.70
0.8	-1.80	0	0.96	0.6	0.90	1.00
1.0	-0.50	0	1.20	0.4	1.10	1.40
1.2	0	0.30	1.30	0.3	1.30	1.80
1.4	0.35	0.45	1.30	0.2	1.45	2.30
1.6	0.60	0.60	1.30	0.1	1.70	2.75

Ответвление 90°

0.6	3.20	4.00	6.20	0	0	-0.16
0.8	1.90	2.50	4.50	0	0	-0.10
1.0	1.65	2.15	3.60	0	0	0
1.2	1.40	1.60	3.15	0	0	0.12
1.4	1.25	1.45	2.80	0	0	0.31
1.6	1.10	1.40	2.50	0	0	0.54


Таблица 73

Коэффициенты сопротивления в тройниках с боковым патрубком под углом $\alpha=60^\circ$
(по Кинне, 1931)

$\frac{v_a}{v_d}$	ζ_a			ζ_d		
	$\frac{d_a}{d_d}=0.35$	$\frac{d_a}{d_d}=0.58$	$\frac{d_a}{d_d}=1$	$\frac{d_a}{d_d}=0.35$	$\frac{d_a}{d_d}=0.58$	$\frac{d_a}{d_d}=1$

Слияние  60°

0.6	-0.65	-0.75	0.60	0.115	0.290	0.80
0.8	0	0	1.00	0.120	0.340	1.00
1.0	0.40	0.35	1.14	0.126	0.375	1.16
1.2	0.55	0.50	1.10	0.118	0.400	1.34
1.4	0.70	0.60	1.10	0.096	0.430	1.50
1.6	0.74	0.64	1.10	0.070	0.450	1.62

Ответвление  60°

0.6	3.2	3.0	5.0	0	-0.05	-0.08
0.8	1.9	1.9	3.1	0	-0.05	0
1.0	1.3	1.3	2.4	0	-0.05	-0.07
1.2	1.0	1.0	1.9	0	-0.03	0.20
1.4	0.9	0.85	1.65	0	-0.02	0.36
1.6	0.8	0.75	1.50	0	0	0.55


Таблица 74

Коэффициенты сопротивления в тройниках с боковым патрубком под углом $\alpha=45^\circ$
(по Петерману)

$\frac{v_a}{v_d}$	ζ_a			ζ_d		
	$\frac{d_a}{d_d}=0.35$	$\frac{d_a}{d_d}=0.58$	$\frac{d_a}{d_d}=1$	$\frac{d_a}{d_d}=0.35$	$\frac{d_a}{d_d}=0.58$	$\frac{d_a}{d_d}=1$

Слияние  45°

0.6	-0.64	-1.60	-0.35	0.15	0.13	0.51
0.8	0.19	-0.50	0.15	0.17	0.08	0.65
1.0	0.50	0.16	0.40	0.15	0.02	0.72
1.2	0.55	0.20	0.50	0.13	-0.08	0.58
1.4	0.70	0.22	0.56	0.08	-0.15	0.35
1.6	0.74	0.37	0.56	0.08	-0.26	0.20

Ответвление  45°

0.6	1.44	1.80	3.6	-0.03	-0.06	-0.11
0.8	0.57	0.82	2.2	-0.04	-0.08	-0.06
1.0	0.13	0.18	1.6	-0.04	-0.08	0.04
1.2	0.09	0.13	1.2	-0.05	-0.08	0.15
1.4	0.14	0.28	0.9	-0.05	-0.08	0.30
1.6	0.23	0.28	0.8	-0.05	-0.07	0.48

Помещенные выше коэффициенты относятся, главным образом, к водопроводным тройникам, имеющим некоторые особенности в сопряжении с прямыми участками, отличающими их от сопряжений в печных каналах (дымовых боровах и т. п.). Для применения к печным расчетам ближе подходят условия сопряжения в вентиляционных каналах. Приводим данные исследований тройников в вентиляционных каналах Левкова, Плудермакера и Иткина.

Левков (Левин, 1930) исследовал тройники с отлогим углом от- ветвления — $d = 15^\circ$. В опытных тройниках соотношение диаметров было такое: $d^2 = d_a^2 + d_d^2$. Отношение $\frac{d_a}{d_d}$ было от 1.0 до 0.4, причем

Таблица 75

Коэффициенты местного сопротивления тройников при $\alpha = 15^\circ$ (по Левкову)

$\frac{v_a}{v_d}$	Слияние		Ответвление	
	ζ_a	ζ_d	ζ_a	ζ_d
0.6	-1.80	0.40	1.00	0
0.8	-0.70	0.35	0.40	0
1.0	0	0.20	0.20	0
1.2	0.10	0.10	0.10	0
1.4	0.25	0	0.05	0
1.6	0.35	-0.20	0	0

влияние этого отношения на ζ_a и ζ_d Левковым не обнаружено.

А. С. Плудермакер и Г. И. Иткин (1935) исследовали сопротивление вентиляционных фанерных тройников с углом бокового патрубка $\alpha = 10^\circ$, при ответвлении (нагнетании), с патрубками прямоугольного сечения, причем площадь сечения входящего патрубка F_I равнялась сумме сечения прямого выходящего F_{II} и бокового ответвления F_{III} (рис. 55):

$$F_I = F_{II} + F_{III}.$$

Авторы искали зависимость ζ от следующих величин: отношений чисел

Рейнольдса в патрубках и отношения диаметров (приведенных), т. е.

$$\zeta = f\left(Re_I; \frac{Re_{III}}{Re_{II}}; \frac{d_a}{d_d}\right). \quad (146)$$

Обработка опытных данных показала, что во всех случаях ζ_a и ζ_d не зависят от Re_I и определяются значением отношений

$$\frac{Re_{III}}{Re_{II}} \text{ и } \frac{d_a}{d_d}.$$

Результаты работы Плудермакера и Иткина сведены в табл. 76.

Таблица 76

Коэффициенты местного сопротивления ζ для тройников при нагнетании

$$[F_I = F_{II} + F_{III}; \alpha = 10^\circ]$$

$Re_{III} : Re_{II}$	$d_a < d_d$		$d_a = d_d$		$d_a > d_d$	
	ζ_a	ζ_d	ζ_a	ζ_d	ζ_a	ζ_d
0.2	2	0	2	0	2	0
0.3	0.5	0	0.5	0	0.5	0
0.4	0.2	0	0.2	0	0.2	0
0.5	0.1	0	0.1	0	0.1	0
0.6	0.06	0	0.06	0	0.06	0
0.7	0.035	0	0.035	0	0.035	0
0.8	0.02	0	0.02	0	0.02	0
0.9	0.015	0	0.015	0	0.015	0
1	0	0	0	0	0	Требуется дополнительное изучение
1.2	0.2	0	0	0.02	0	То же
1.4	0.3	0	0	0.03	0	» »
1.6	0.35	0	0	0.05	0	» »
1.8	0.4	0	0	0.07	0	» »
2	0.4	0	0	0.1	0	» »
2.5	0.4	0	0	0.2	0	» »
3	0.4	0	0	0.4	0	» »
4	0.4	0	0	1	0	» »
5	0.4	0	0	2	0	» »

Сопротивления в кирпичной кладке. Вопросом о сопротивлении в кирпичной кладке и, в частности, в элементах печей, занимался ряд исследователей: Ритшель, Браббе, Веземан (1926), Фритче-Хейл (Heil, 1927/28), Банзен (Bansen, 1926) и др. Приводим указываемые ими практические расчетные данные так, как они даются авторами:

	ζ
Колено под углом 90° в кирпичном канале квадратного сечения (рис. 58)	1.5
Колено под углом 90° в кирпичном канале прямоугольного сечения	2.0*
Колено под углом 90° — переход из широкой части в узкую (рис. 59)	1.5
Составное колено (рис. 60)	1.0
Колено под углом 45° (рис. 61) (Банзен)	1.0
Колено под углом 45° (Браббе)	0.5
Колено под углом 90° с заглушенным продолжением одной ветви (рис. 62)	2—2.5
Два колена под углом 90° (рис. 63)	3.0
Два колена под углом 90° с заглушенными продолжениями параллельных ветвей (рис. 64)	4—5
Тройник-противоток (рис. 65)	3.0

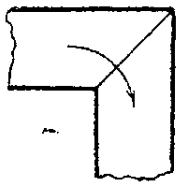


Рис. 58. Колено под углом 90° в кирпичном канале квадратного сечения.

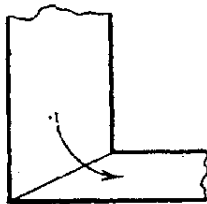


Рис. 59. Колено под углом 90° в кирпичном канале прямоугольного сечения, с переходом из широкой части в узкую.

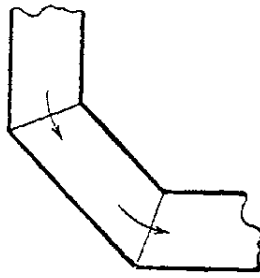


Рис. 60. Составное колено.



Рис. 61. Колено под углом 45° .

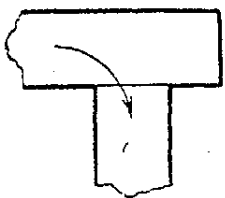


Рис. 62. Колено под углом 90° с заглушенным продолжением одной ветви.

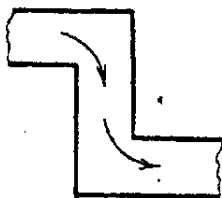


Рис. 63. Два колена под углом 90° .

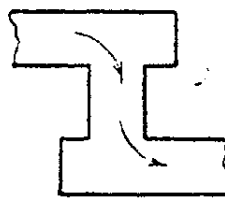


Рис. 64. Два колена под углом 90° с заглушенными продолжениями параллельных ветвей.

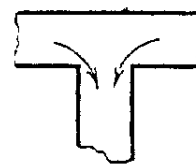


Рис. 65. Тройник — противоток.

* Сообразно тому, что было сказано о влиянии формы сечения колена (стр. 126, рис. 41), коэффициент $\zeta = 2$ следует отнести к случаю плоского колена, когда высота канала меньше его ширины.

Вилка (разветвление) (рис. 66)	1.0
Перекидной клапан регенеративных печей (рис. 67)	2.5
Колосниковая решетка; при отношении свободного сечения к общей площади решетки 0.3—0.4	
а) длинные прямоугольные щели	1.15—1.25
б) квадратные отверстия	1.75—1.90
в) круглые отверстия	1.90—2.40

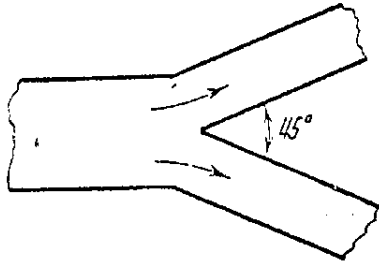


Рис. 66. Вилка (разветвление).

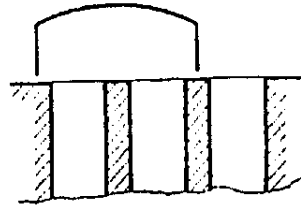


Рис. 67. Перекидной клапан регенеративных печей.

Указанные величины ζ действительны для скоростей в свободных прозорах решетки от 0 до 3 м/сек.

	ζ
Переход широкого пространства в узкое, края перехода острые (рис. 68)	2.5
То же с закругленными краями (рис. 69)	2.0
Сужение канала прямоугольного сечения вдвое, с постепенным сужением (рис. 70)	1.5
То же с постепенным закругленным сужением (рис. 71)	1.2
Переход сужающейся в расширяющуюся часть (рис. 72)	0.123—0.3
Отдельные отверстия с острыми краями (вытяжные окна и отверстия, щели в заслонках, неплотности и т. п.)	2.5

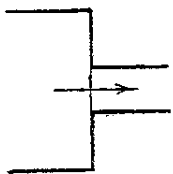


Рис. 68. Переход широкого пространства в узкое—края перехода острые.

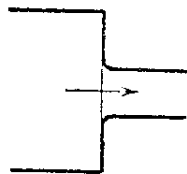


Рис. 69. Переход широкого пространства в узкое—края перехода закругленные.

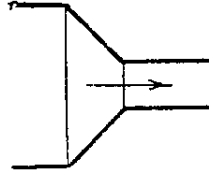


Рис. 70. Постепенное сужение канала прямоугольного сечения.

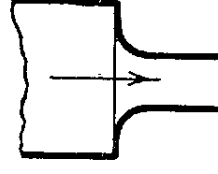


Рис. 71. Сужение канала вдвое с закругленным переходом.

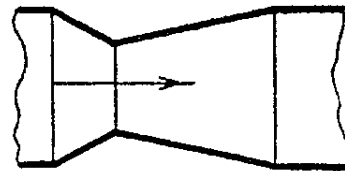


Рис. 72. Сужение с последующим расширением.

Общее замечание о выборе коэффициентов сопротивления. Как мы уже указывали, коэффициенты, даваемые разными авторами, расходятся иногда в значительной степени. Кроме того, для очень многих случаев не имеется экспериментальных данных. Поэтому, для практических случаев, для расчета приходится подбирать необходимые величины, приравнивая их к реальным условиям в той мере, в какой это возможно при наличии имеющегося экспериментального материала.

Следует пользоваться не только приведенными величинами сопротивлений в кирпичной кладке. Величины эти во многих случаях определены для некоторой совокупности условно, следовательно, носят несколько случайный характер, и для других условий—для другого числа Рейнольдса, для другой шероховатости и т. п.—должны быть

несколько иными. Поэтому при выборе коэффициентов не следует ограничиваться теми практическими цифрами, которые даются для печных элементов Хейлем, Банзенем и др., а следует сопоставлять их и с коэффициентами, полученными независимо от применимости их в печах или в других технических областях.

При этом следует руководствоваться некоторыми общими для всех случаев соображениями, а именно:

1. Имеющиеся в литературе коэффициенты получены в каналах с разной шероховатостью. Одни исследователи имели дело с полированными стенками; другие — с технически гладкими (например, железная гладкая, но неполированная поверхность, гладкая неполированная фанера); третьи — с технически шероховатыми поверхностями. Техническая шероховатость может быть различная. Поверхность кирпичной кладки, благодаря наличию швов, вообще более шероховата, чем технически средне шероховатые поверхности. Эйлер для каналов с технически шероховатыми поверхностями стенок берет все коэффициенты в полтора раза больше, чем для гладких. Для чистой кирпичной кладки величина коэффициентов должна быть еще больше. Из наблюдений Ритшеля, согласно которым в кирпичных вентиляционных каналах коэффициенты вдвое больше, чем в железных, следует, что коэффициенты, полученные для каналов с технически гладкими поверхностями, следует помножить на 2 для перехода к кирпичным каналам; по сравнению с коэффициентами для технически шероховатых стенок коэффициенты применительно к кирпичным каналам будут больше на 25—30%.

2. Степень шероховатости зависит от отношения высоты неровностей поверхности канала к его диаметру. Поэтому при одном и том же характере шероховатости влияние ее будет больше при малых диаметрах, чем при широких; для труб и каналов малых сечений коэффициенты сопротивлений следует увеличивать, для очень больших — уменьшать. К сожалению, нет экспериментальных данных для того, чтобы эту зависимость выразить конкретно.

3. Коэффициенты сопротивления зависят от числа Рейнольдса. Чем больше число Рейнольдса, тем при прочих равных условиях меньше будет коэффициент сопротивления. Нехватает экспериментальных данных, чтобы выразить эту зависимость более или менее точно. Ориентировочно можно принять, что при наиболее часто встречающихся в практике случаях для чисел Рейнольдса (отнесенных к диаметрам и скоростям в каналах) от 1 20 000 до 240 000 коэффициенты меняются мало, и для этого интервала можно принять неизменные ζ ; при дальнейшем увеличении чисел Рейнольдса коэффициенты сопротивления меняются весьма незначительно. Наоборот, при уменьшении $Re < 100\,000$ идет значительное возрастание коэффициентов местного сопротивления; так, на основании данных Гофмана и Василевского, для отводов можно ориентировочно принять, что при $Re = 40\,000$ ζ возрастает в полтора раза по сравнению с сопротивлением при $Re = 120\,000$. К сожалению, имеются наблюдения влияния лишь относительно узких пределов колебаний числа Рейнольдса. Можно предполагать, на основании характера кривых Гофмана и особенно Василевского, что при еще меньших величинах Re коэффициенты местных сопротивлений будут расти еще больше.

Сопротивление рядов труб. Воздух или газы могут течь или по трубам внутри них, или, омывая трубы снаружи, между ними, вдоль пучка их, или же между трубами перпендикулярно их расположению.

В первом случае сопротивление будет то, которое уже указано для течения по каналам и определяется по ф-лам (132) и (134) с соответ-

ствующими пересчетами на γ_t и ν_t , или определяется графиками рис. 31, 32, 33 и 34. Также определяется сопротивление и во втором случае — при движении воздуха или газов снаружи труб вдоль их; в этом случае определяется приведенный или эквивалентный диаметр:

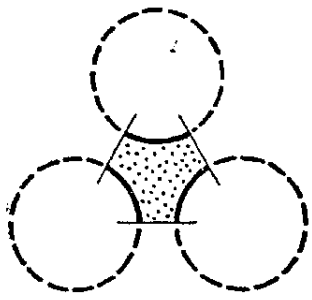


Рис. 73. Участок сечения потока, движущегося параллельно пучку труб, между тремя трубами при шахматном расположении труб.

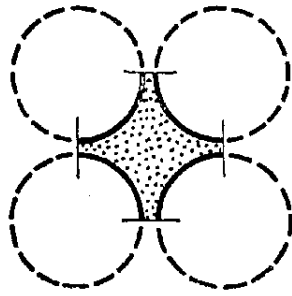


Рис. 74. Участок сечения потока, движущегося параллельно пучку труб, между четырьмя трубами, при параллельном (последовательном) расположении труб.

$$d_3 = 4 \frac{F}{u}$$

Так, в случаях шахматного расположения труб (центры их сечений расположены по вершинам треугольника, рис. 73), приведенный диаметр будет равен отмеченной точками площади F , деленной на сумму омываемых этим потоком частей внешнего периметра сечения труб (изображено сплошной линией); подобным же образом определяется приведенный диаметр

для параллельного расположения труб (когда центры сечения расположены в вершинах прямоугольника, рис. 74).

Для сопротивления при движении газов поперек пучка труб имеются скудные указания.

Таблица 77

Потеря напора в мм вод. столба при прохождении воздуха через калориферы Стюртеванта (в мм вод. ст.)

Внешний диаметр труб 33 мм, просвет между трубами 5 мм

Скорость движения воздуха при 0° м/сек	Потеря напора при прохождении через		
	2 ряда	3 ряда	4 ряда
0.5	0.03	0.04	0.05
1.0	0.10	0.14	0.18
1.5	0.21	0.30	0.37
2.0	0.36	0.50	0.62
2.5	0.53	0.75	0.92
3.0	0.74	1.04	1.28
3.5	0.98	1.38	1.68
4.0	1.25	1.75	2.12
4.5	1.54	2.16	2.61
5.0	1.87	2.61	3.15
6.0	2.60	3.62	4.35
7.0	3.43	4.79	5.71
8.0	4.37	6.09	7.24
9.0	5.41	7.53	8.91
10.0	6.47	9.10	10.70
11.0	7.78	10.80	12.70
12.0	9.11	12.60	15.20
13.0	10.50	14.60	17.10
14.0	12.00	16.70	19.50
15.0	13.60	18.90	22.00
17.0	17.10	23.60	27.50
20.0	23.00	31.70	36.60

В табл. 77 (Чаплин, 1928, стр. 138) даются сопротивления при прохождении поперек пучка труб, расположенных в шахматном порядке.

Если температура воздуха другая, то приведенные величины надо изменить:

10°	надо	умножить	на	0.96
20	"	"	"	0.93
30	"	"	"	0.90
40	"	"	"	0.87
50	"	"	"	0.84

Обработка цифр табл. 77 показывает, что и здесь с увеличением числа Рейнольдса (с уменьшением скорости при прочих равных условиях) коэффициент сопротивления падает.

В табл. 78 дается сумма коэффициентов сопротивления для двух, трех и четырех рядов труб в калориферах Стюртеванта, при скоростях от 1 до 20 м/сек (считая скорость в промежутках между трубами). Для выявления зависимости коэффициентов местного сопротив-

ления от характера потока в таблице дан также фактор, аналогичный числу Рейнольдса, и выражаемый формулой:

$$Re = \frac{vs}{\nu},$$

где v — скорость;
 s — расстояние между трубами;
 ν — кинематическая вязкость.

М. В. Кирличев называет эту величину „фактором инвариантности“ и применяет ее в расчетах гидравлических моделей печей.

Таблица 78

Коэффициенты местного сопротивления при поперечном движении воздуха через 2, 3 и 4 ряда труб и диаметре 33 мм, с просветом в 5 мм, при разных скоростях (считая по скорости в просвете)

Скорость движения воздуха в просветах м/сек	$\frac{vs}{\nu}$	$\Sigma \zeta$		
		2 ряда	3 ряда	4 ряда
1	217	1.62	2.42	3.03
2	434	1.51	2.12	2.72
3	651	1.25	1.75	2.15
4	868	1.18	1.65	2.00
5	1085	1.18	1.58	1.91
6	1302	1.09	1.52	1.83
7	1519	1.06	1.48	1.76
8	1736	1.04	1.44	1.72
9	1953	1.01	1.41	1.66
10	2170	0.98	1.38	1.62
15	3255	0.91	1.27	1.47
20	4340	0.87	1.20	1.39

Отношение площади просветов к площади, занятой просветами и трубами, равняется:

$$\frac{f}{F} = \frac{0.005}{0.005 + 0.033} = 0.131.$$

Интерполяцией цифр табл. 68 получаем коэффициент сопротивления диафрагмы при этом соотношении площади отверстия диафрагмы к площади сечения трубы (0.131):

$$\zeta_{\text{диа}} = 2.26.$$

При четырех рядах в калориферах Стюртеванта, при малых скоростях (1—4 м/сек) на каждый ряд приходится

$$\zeta = 0.5 - 0.75,$$

что составляет, по сравнению с $\zeta_{\text{диафр}}$, 25—33%.

Линчевский (1936) дает диаграммы сопротивления при прохождении газа через пучок при параллельном расположении труб (рис. 75) и при шахматном (рис. 76).

Скорости даются в просветах между трубами. К сожалению, величины просветов не указаны, а отношение ширины просвета к диаметру трубы сильно влияет на ζ .

В. М. Фейгин (1935), на основании исследования на гидравлических моделях, дает сопротивления при прохождении воздуха через пучок труб рекуператора Моргана при параллельном и шахматном расположении; он составил соответствующие графики (рис. 77 и 78).

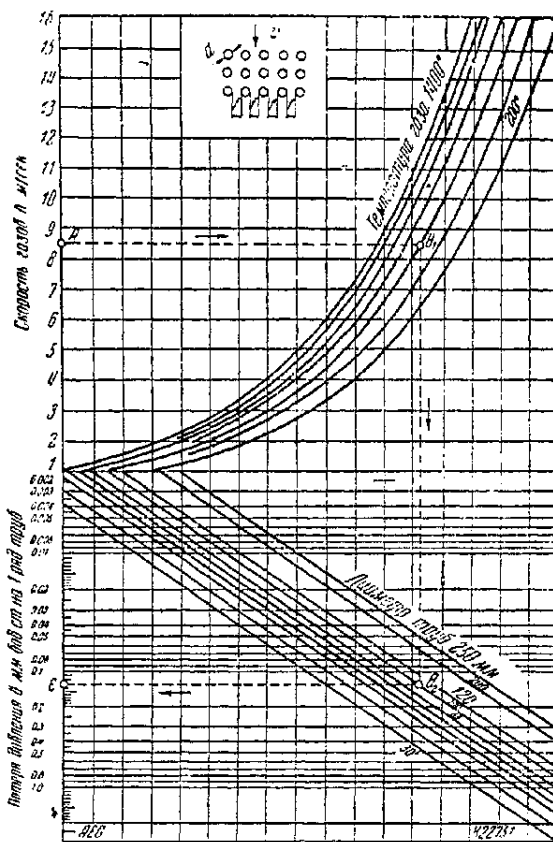


Рис. 75. Сопротивление пучка труб при параллельном расположении их в пучке (по Линчевскому).

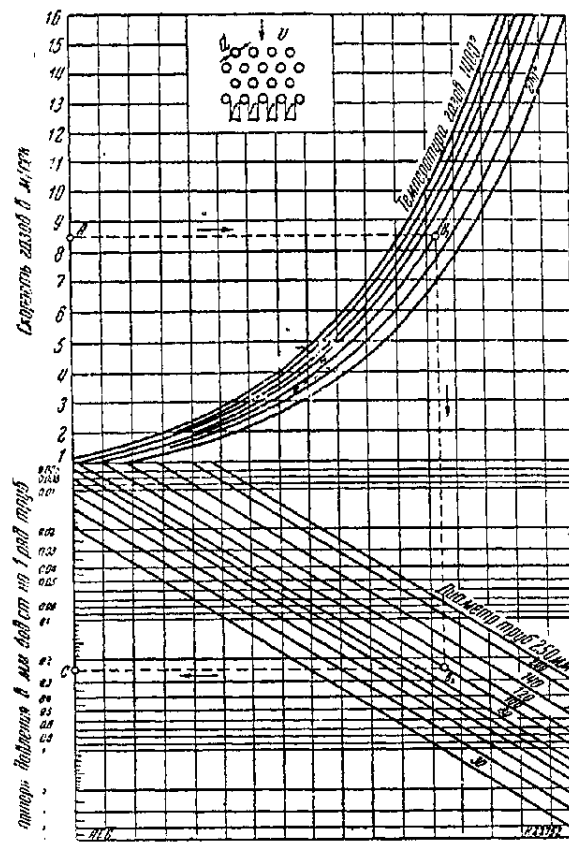


Рис. 76. Сопротивление пучка труб при шахматном расположении их в пучке (по Линчевскому).

Приблизительно сопротивление одного ряда труб (рис. 77) определяется по формуле:

$$\Delta p = 0.248 \frac{v_t^2}{2g} \gamma_t; \quad (147)$$

v_t и γ_t берутся при средних температурах воздуха в рекуператоре.

На графике рис. 77 пунктиром показано решение следующего примера: определить сопротивление рекуперативных труб, расположенных, как показано на графике рис. 74, параллельно, при следующих данных:

число труб $n = 16$;

скорость воздуха при 0° и 760 мм в самом узком месте между трубами $v_0 = 1.05$ м/сек,

нагрев воздуха — от 0 до 300° .

Как видно из хода решения по графику рис. 77, сопротивление одного ряда получается:

$$\Delta p \cdot 10^3 = 28; \quad \Delta p = 0.028,$$

откуда сопротивление 16 рядов труб:

$$\Sigma \Delta p = 16 \Delta p = 0.028 \times 16 = 0.45 \text{ мм вод. ст.}$$

Аналогичный пример для шахматного расположения: определить сопротивление рекуперативных труб, расположенных, как показано на графике рис. 78, в шахматном порядке, при следующих данных: число рядов труб $n = 20$; скорость воздуха при 0° и 760 мм в самом узком месте между трубами $v_0 = 0.80$ м/сек; нагрев воздуха — от 0 до 800° .

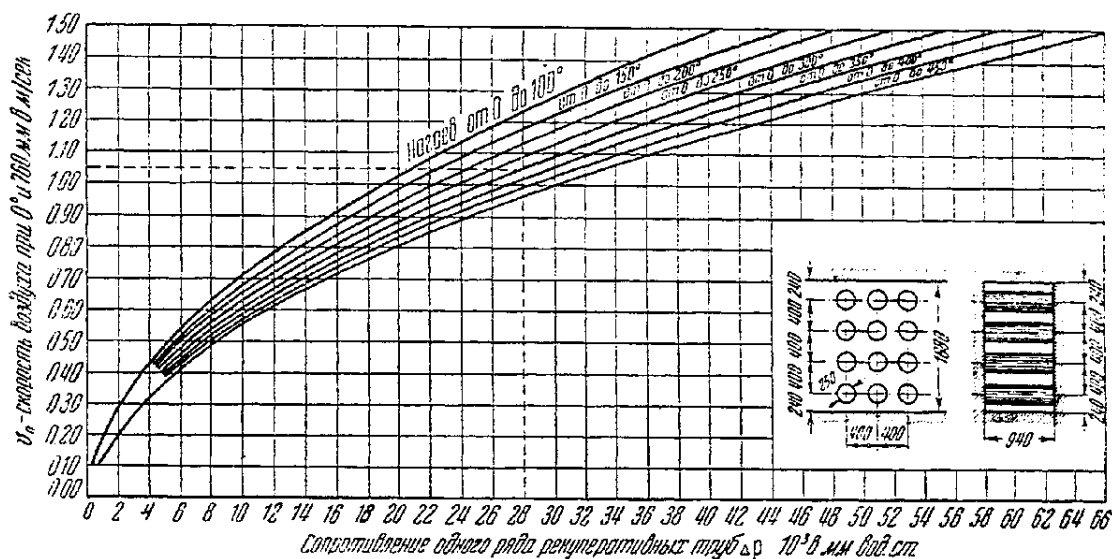


Рис. 77. График сопротивления одного ряда труб рекуператора типа Моргана (параллельное расположение).

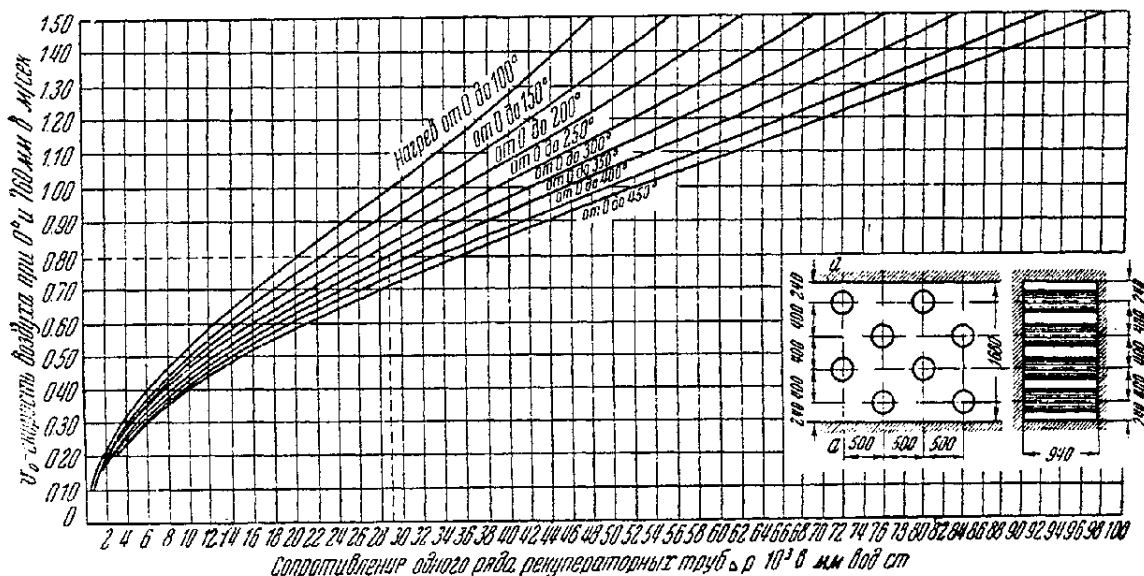


Рис. 78. График сопротивления одного ряда труб рекуператора типа Моргана (шахматное расположение).

Следуя показанному на графике пунктиром решению, получаем для одного ряда труб:

$$\Delta p \cdot 10^3 = 29; \Delta p = 0.029; \Sigma \Delta p = 0.029 \times 20 = 0.58 \text{ мм вод. ст.}$$

По Фейгину, сопротивление пропорционально числу рядов труб; это находится в противоречии с данными Стюртеванта, согласно которым $\Sigma \Delta p < n \cdot \Delta p$.

Насадка регенераторов. Насадки в регенераторах бывают весьма разнообразные. До недавнего прошлого для регенераторов различали лишь простую (рис. 80) и шахматную (рис. 81) насадки Сименса и насадку Каупера (рис. 79). В последние 25—30 лет, в связи

с потребностью иметь регенераторы с очень большой поверхностью нагрева, появилось много новых форм насадок: насадки из мелких кирпичей и брусков, насадки из фасонного камня с канавками, бороздами, с отверстиями большими и малыми, насадки с каналами, в которые закладывались особые фигурные части для усиления завихренности потока и увеличения коэффициента конвекции, и т. п.

Первоначально вопросу о сопротивлении в насадках уделялось очень мало внимания. Долгое время к сопротивлению в насадках относились чисто умозрительно, без экспериментальной основы. Так к вопросу о сопротивлении насадки подходил Грум-Гржимайло (1932, ч. II, стр. 14):

„... При переходе газа из узкого места в широкое затраты скоростного напора нет. Но при переходе из широкого в узкое надо из скорости v_{\min} создать скорость v_{\max} . Если скорости v_{\min} соответствует напор h_{\min} , а v_{\max} соответствует h_{\max} , то, очевидно, на рожденные скорости v_{\max} из v_{\min} придется затратить

$$(h_{\max} - h_{\min}).$$

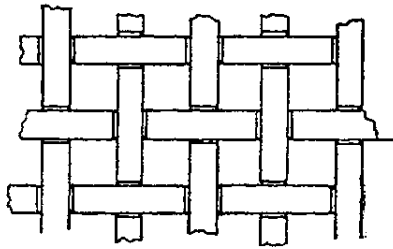


Рис. 79. Расположение насадки Каупера.

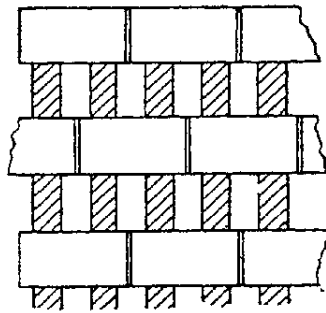
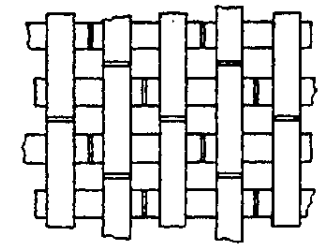


Рис. 80. Простое расположение насадки Сименса.

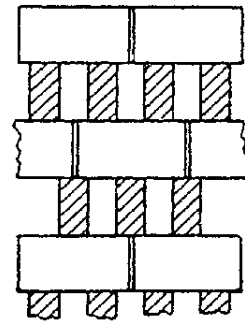
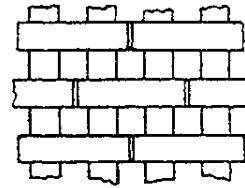


Рис. 81. Шахматное расположение насадки Сименса.

Эта величина и будет сопротивлением одного ряда регенеративной решетки“.

Данное место очень характерно для дедукций, встречающихся в составившем эпоху в истории развития учения о печах сочинении Грума-Гржимайло „Пламенные печи“. Здесь совершенно произвольно утверждается, что при переходе из узкого места в широкое затраты скоростного напора нет и что расход напора существует лишь при переходе из широкого места в узкое — „на рождение скорости“. Если бы автор принял во внимание даже те экспериментальные данные, которые уже имелись во время разработки им „гидравлической теории“ пламенных печей, то от него не ускользнуло бы, что потеря напора имеется не только при переходе из широкого места в узкое, но и наоборот, благодаря огромной роли завихренности при этих переходах. Но экспериментальных данных, добытых именно на насадках, в это время не было.

Экспериментально вопрос о сопротивлении насадки регенератора был рассмотрен в 1929 г. в порядке разностороннего исследования опытного регенератора, специально для этого сооруженного. Исследование проводилось тремя авторами (Kofler, Kistner и Schumacher, 1929 и 1930). Сопротивление при прохождении газов исследовалось Кистнером. Насадка опытного регенератора была сложена из кирпичей

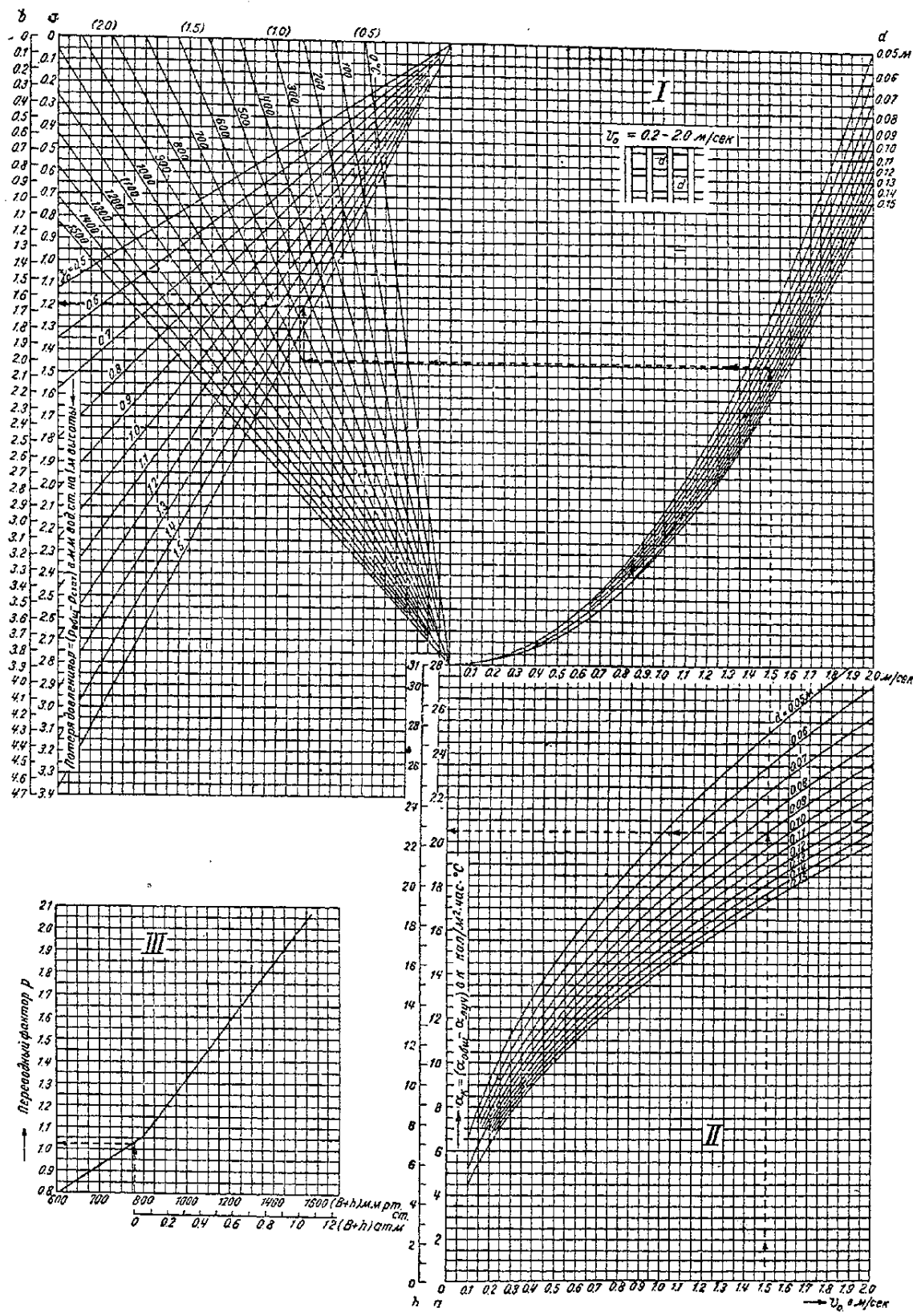


Рис. 82. Номограммы Кистнера для насадок регенераторов из кирпичей сечением 80 × 150 мм:

I — потеря давления h_r в камере регенератора, не считая статического напора: *a* — несмещенное (параллельное, последовательное) расположение кирпичей $\Delta p_r = 0.163 \cdot \gamma_0 \cdot \frac{v_0^2}{d \cdot 0.25} \cdot \frac{T}{B+h}$ мм вод. ст. на 1 м высоты; *b* — двойное смещение (двойное шахматное расположение) кирпичей $\Delta p_r = 0.224 \cdot \gamma_0 \cdot \frac{v_0^2}{d \cdot 0.25} \cdot \frac{T}{B+h}$ мм вод. ст. на 1 м высоты. Номограмма высчитана для $B+h=760$ мм рт. ст. Для других давлений Δp_r следует помножить на фактор $\frac{1}{p}$ (см. вспомогательную диаграмму). *II* — конвекционная теплопередача α_k в камере регенератора; *a* — несмещенное расположение кирпичей $\alpha_k = \frac{7.5 \cdot v_0^2}{d \cdot 0.333}$; *b* — двойное смещение кирпичей $\alpha_k = \frac{8.3 \cdot v_0^{0.5}}{d \cdot 0.333}$. *III* — вспомогательная диаграмма.

толщиной в 80 мм и шириной в 150 мм. Расстояние между кирпичами (ширина „каналов“ в насадке, или приведенный диаметр просветов) d равнялось 94.5; 95.5; 57.2; 30.4 мм. Кистнер дает сопротивление насадки $p_{1м}$ на 1 м высоты ее (не считая теплового напора): для обыкновенной насадки:

$$\Delta p_{1м}^{\text{обыкн}} = 0.162\gamma_0 \frac{v_0^2}{d^{0.25}} \cdot \frac{T}{B+h} \text{ мм вод. ст./1 м;} \quad (148)$$

для двойного шахматного смещения:

$$\Delta p_{1м}^{\text{дв. шахм}} = 0.224\gamma_0 \frac{v_0^2}{d^{0.25}} \cdot \frac{T}{B+h} \text{ мм вод. ст./1 м,} \quad (149)$$

где γ_0 — вес 1 нм³ газов, в кг;

v_0 — скорость в просвете насадки, при переходе из ряда в ряд, отнесенная к 0° и 760 мм рт. ст., в м;

d — приведенный диаметр просвета;

T — средняя абсолютная температура;

B — барометрическое давление, в мм рт. ст.;

h — давление в камере, в мм рт. ст.

Для определения сопротивлений (и передачи тепла конвекцией) в насадках из кирпича сечением 80 × 150 мм Кистнер дал номограмму (рис. 82)¹.

Сопротивление слоя кускового материала. Сопротивление слоя кускового материала интересно во многих случаях. Оно имеет место в слое топлива в топке, в газогенераторах, в шахтных печах — домне, вагранке, обжигательных печах и т. п.; есть предложения и делались попытки заменить кусковым насыпным материалом дорого стоящую насадку регенераторов и кауперов.

Несмотря на большую важность, вопрос о сопротивлении слоя является еще далеко не разработанным. Наиболее обстоятельной работой по сопротивлению кускового материала следует признать исследование Вагнера, Гольшу и Барта (1932/33) над сопротивлением материалов доменной шахты.

Таблица 79

Сопротивление Δp слоя кокса

v м/сек	При размере кусков d , в мм				
	10—30	20—50	30—50	50—90	90
0.1	2.5	—	—	—	—
0.2	10	6	3	—	—
0.3	24	17	7	4	2.5
0.4	40	25	13	7	4
0.5	60	40	20	12	7
0.6	80	55	29	17	11
0.7	10.5	72	39	23	14
0.8	134	92	50	30	20
0.9	163	113	61	37	26
1.0	200	138	74	45	32
1.1	—	164	88	52	40
1.2	—	190	104	62	48
1.3	—	—	122	72	49

¹ В экспериментальной части помещаем наши определения сопротивления насадок.

В табл. 79, 80 и 81¹ даны сопротивления слоя в 1 м высотой (Δp мм вод. ст.) для кусков разных материалов разной крупности d , при разной скорости прохождения воздуха v , при объемном весе его при $12^\circ \gamma_{t=12^\circ} = 1.24$. Скорость считается не в промежутках между кусками, а отнесенную ко всему сечению слоя (сечению шахты, в которую засыпан кусковой материал).

Таблица 80

Сопротивление Δp слоя кусков аггломерата с ленты Дуайт-Ллойда² (в мм вод. ст.)

v м/сек	d в мм			Смесь равных объемов: 10—20; 20—30; 30—50 мм	Несортированный— в состоянии выдачи
	10—20	20—30	30—50		
0.1	2.5	—	—	—	—
0.2	10	7	6	10	20
0.3	23	17	16	20	40
0.4	40	30	29	35	70
0.5	60	45	44	55	110
0.6	86	62	60	75	153
0.7	110	85	80	100	200
0.8	140	106	100	125	250
0.9	180	134	127	160	305
1.0	212	160	153	188	370
1.1	260	192	183	220	430
1.2	—	235	225	260	—

Таблица 81

Сопротивление слоя кусков аггломерата из вращающейся печи² (в мм вод. ст.)

v м/сек	d в мм			Смесь равных объемов: 10—20; 20—30; 30—50 мм	Несортированный— в состоянии выдачи
	10—20	20—30	30—50		
0.1	—	—	—	—	—
0.2	10	5	3	5	4
0.3	22	12	7	12	11
0.4	37	20	14	25	23
0.5	50	34	20	40	37
0.6	75	45	34	60	55
0.7	100	65	43	80	70
0.8	125	80	55	105	90
0.9	157	100	70	129	113
1.0	190	125	85	155	130
1.1	220	145	100	177	160
1.2	255	170	120	210	185

Если через кусковой материал проходит газ с другой скоростью v' и с другой плотностью γ' , то сопротивление R' выражается:

$$R' = R \cdot \left[\frac{v'}{v} \right]^{1.9} \cdot \left[\frac{\gamma'}{\gamma} \right]^{0.85} \quad (150)$$

¹ Составлены на основании диаграмм, помещенных в статье Вагнера, Гольшу и Барта.

² Аггломерат на машине Дуайт-Ллойда получается в виде остроугольных кусков; аггломерат из вращающейся печи — в виде окатанных кусков.

Вагнер, Гольшу и Барт дают теоретическое рассмотрение зависимости сопротивления слоя от параметра, выражающегося так же, как параметр Рейнольдса (они и называют его параметром Рейнольдса).

Если обозначить:

v — среднюю скорость течения газа, отнесенную к площади сечения слоя F ;

v_1 — среднюю скорость течения в пустотах (в свободном сечении слоя);

ξ — объем пустот на единицу объема слоя;

μ — абсолютную вязкость газа, проходящего через слой;

γ_g — вес 1 м³ газа, в кг;

$d_{\text{ср}}$ — средний диаметр куска в слое, т. е. диаметр шара, объем которого равен объему среднего куска,

то соответствующий параметр будет:

$$R = \frac{v \cdot d_{\text{ср}} \gamma_g}{\mu \cdot \xi} \quad (151)$$

Сопротивление слоя, при прочих равных условиях, пропорционально высоте и обратно пропорционально числу поворотов между кусками в слое; другими словами, обратно пропорционально среднему диаметру куска $d_{\text{ср}}$:

$$\Delta p = \alpha \cdot \frac{h}{d_{\text{ср}}} \cdot \frac{v_1^2}{2g} \cdot \gamma_g = \alpha \cdot \frac{h}{d_{\text{ср}}} \cdot \frac{v}{\xi^2 \cdot 2g} \cdot \gamma_g \quad (152)$$

Материал, с которым имели дело авторы, характеризуется данными табл. 82.

Обработка опытного материала показала, что коэффициент сопротивления α [ф-ла (152)] также зависит от критерия, выраженного ф-лой (151), как это было констатировано другими исследователями (Василевским, Гофманом) по отношению к местным сопротивлениям в каналах: с увеличением этого критерия коэффициент сопротивления уменьшается; с уменьшением — увеличивается. Для исследованного кускового материала (агломерат с ленты 1, руда минетт 2, кокс 3, аггломерат из вращающейся печи 4) эта зависимость изображена на диаграмме рис. 83.

Из этой диаграммы видно, что сопротивление пласта исследованных автором материалов приближается к постоянному для каждого материала коэффициенту сопротивления при критерии R около 6000—8000.

Подставляя в ф-лу (151) соответствующие цифровые значения величин, получаем для каждого материала критерий R и, по диаграмме 83, коэффициент сопротивления α ; подставляя численное значение α в ф-лу (152), вычисляем сопротивление слоя данного материала.

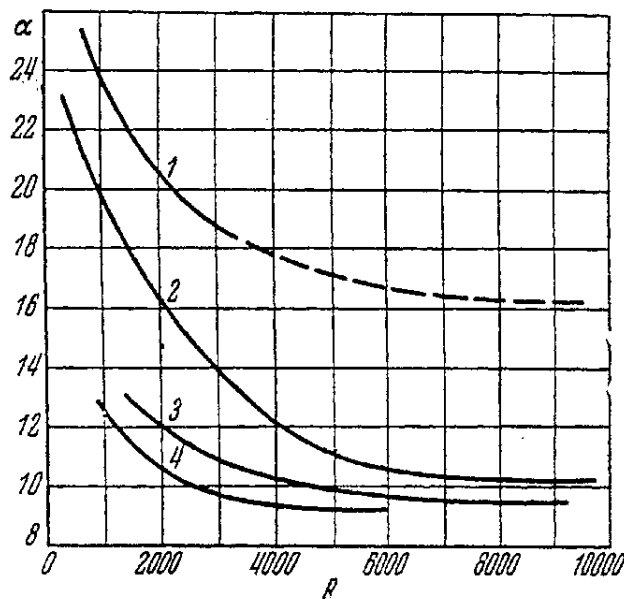


Рис. 83. Коэффициент сопротивления α кускового материала в зависимости от критерия R :

1—агломерат с ленты; 2—руда минетт; 3—кокс; 4—агломерат из вращающейся печи.

Таблица 82

Характеристика исследованных на сопротивление слоя материалов (по Вагнеру, Гольшу и Барту)

Название материала	Состояние	Состав по размеру кусков		Насыпной вес γ_g т/м ³	Объем пустот на единицу объема м ³ /м ³	Удельный вес вещества без пустот кг/м ³	Средний размер кусков d_{cp} мм
		мм	объемн. %				
Кокс из Альтенвальда	В состоянии выдачи	>100	30	0.448	0.576	1.05	64
		40—100	58				
		<40	12				
	Дробленый	<20	12	(600)	(0.457)	(1.1)	32.4
		20—50	34				
		50—90	44				
		>90	10				
		Класс крупности	<20				
	10—20	—	0.588	0.428	1.02	14.5	
	20—30	—	0.600	0.457	1.10	24.5	
30—50	—	0.552	0.477	1.05	39.0		
50—90	—	0.513	0.513	1.05	68.0		
>90	—	0.513	0.547	1.13	100.0		
10—30	—	0.600	0.435	1.06	18.0		
Кокс из Фелклингена	Смесь классов 10—20, 20—30 и 30—50 мм в равных объемах			0.595	0.450	1.08	22.4
	В состоянии выдачи	>100	33	(448)	(576)	(1.05)	68.0
		40—100	57				
		<40	10				
Известковая минетт	Дробленая непросеянная крупная	<50	28	1.620	0.405	2.72	64.0
		50—75	29				
		75—100	24				
		>100	19				
	Класс крупности	<10	—	1.400	0.336	2.11	—
		10—20	—	1.460	0.420	2.52	14.5
		20—30	—	1.520	0.420	2.62	24.5
30—50	—	1.558	0.405	2.62	39.0		
50—90	—	1.540	0.420	2.66	68.0		
>90	—	1.380	0.490	2.70	100.0		
Агломерат с ленты	В состоянии выдачи	—	—	1.290	0.580	3.07	12
		Класс крупности	<10	30	1.470	0.510	3.00
	10—20	29	1.270	0.585	3.06	14.5	
	20—30	19	1.192	0.592	2.92	24.5	
	30—50	12	1.154	0.606	2.93	39.0	
	>50	10	1.140	0.612	2.94	82.0	
	Смесь классов 10—20, 20—30 и 30—50 в равных объемах				1.260	0.564	2.89
Агломерат из вращающейся печи	В состоянии выдачи	—	—	1.700	0.442	3.04	21.0
		Класс крупности	<10	7.5	1.945	0.342	2.96
	10—20	15	1.500	0.480	2.89	14.5	
	20—30	35	1.483	0.488	2.89	24.5	
	30—50	35	1.475	0.490	2.89	39.0	
	>50	7.5	1.526	0.497	3.07	52.0	
Смесь классов 10—20, 20—30 и 30—50 в равных объемах				1.550	0.473	2.94	22.4

Сопротивление слоя холодного антрацита. В Теплотехническом институте в 1925 г. было исследовано сопротивление слоя антрацита разной крупности кусков при пропускании воздуха при комнатной температуре.¹ Из обработки экспериментальных данных была дана формула сопротивления слоя:

$$\Delta p = A \cdot h \cdot v^n,$$

где A — коэффициент из опытов;

v — скорость, отнесенная к незаполненному сечению;

n — показатель из опытов;

h — толщина слоя, в мм.

Если считать средним диаметром куска диаметр шара одинакового объема со средним объемом куска, то величины A и n будут для разных величин кусков:

Диаметр куска, в мм . .	1	2	4	6	10	15	20
$A =$	4.2	2.4	1.33	0.82	0.33	0.15	0.1
$n =$	1.35	1.37	1.44	1.51	1.64	1.76	1.85

Вычисленные на основании этих показателей сопротивления для разных условий — разной крупности зерна и разной скорости движения воздуха, считая на сечение слоя, даны в графике рис. 84 (Кожин, 1935).

Сопротивление при прохождении воздуха через слой колец Рашига. В химической аппаратуре для заполнения башен часто применяются фасонные керамические насадки — так называемые „кольца Рашига“. Они представляют собой полые цилиндрики, как бы отрезки трубки, с внешним диаметром, равным высоте цилиндра. Кольца Рашига засыпаются в камеру или башню, и отдельные цилиндрики располагаются в самом разнообразном положении, без определенного порядка. Насадка, образованная таким образом из колец Рашига, обладает огромной поверхностью на 1 м³ насадки и на 1 т материала, из которого эти кольца сделаны, — много большей, чем насадка из брусков или кирпичей. В некоторых случаях такая насыпная насадка имеет большое преимущество перед насадкой из кирпичей обычных размеров или из брусков. Так, Шлипкөтер (1928) заменял часть обычной насадки в кауперах двойными керамическими цилиндрами („булочками“), при этом нагрев воздуха повышался с одновременным сильным понижением температуры отходящего дыма; другими словами, коэффициент полезного действия каупера повышался. Этот эффект получался при значительном уменьшении веса и объема насадки. Возможность применения колец Рашига, сделанных из огнеупорного материала, в качестве материала для насадок регенераторов делает интересным

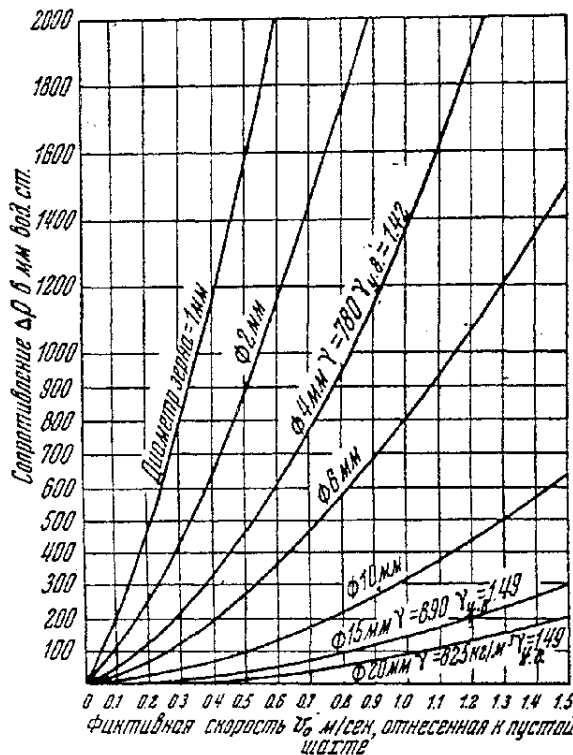


Рис. 84. График сопротивления при движении холодного воздуха через слой антрацита толщиной в 1 м. Скорость отнесена ко всему сечению шахты.

¹ Изв. Теплотехнического института; № 1, 1926.

вопрос о сопротивлении воздуха при прохождении через насыпной слой их. Это сопротивление при расчетных скоростях, отнесенных ко всему сечению насадки (а не к свободным просветам между кольцами), дано в табл. 83 (Фокин и Павлов, 1933, табл. 30).

Таблица 83

Сопротивление слоя в 1 м колец Рашига
Диаметр кольца 25 мм, высота 25 мм

Расчетная скорость v	=	0.5	1.0	1.5	2.0	2.5 м/сек
Сопротивление Δp	=	4	17	44	80	127 мм вод. ст.

Сопротивление слоя топлива. Сопротивление слоя топлива на колосниковой решетке занимает значительную часть в общей доле сопротивлений печной системы. В некоторых же случаях почти все

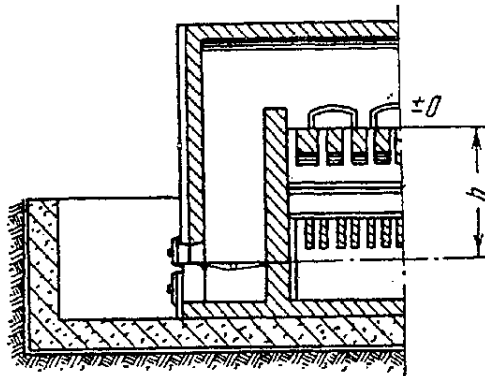


Рис. 85. Самодувная топка.

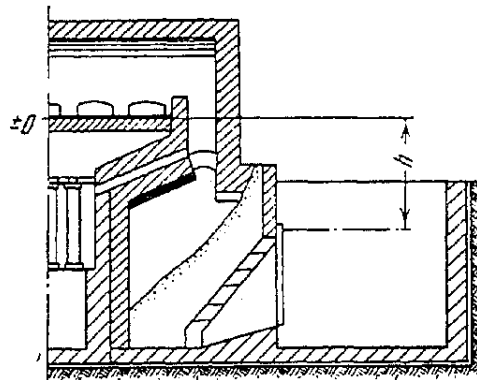


Рис. 87. Полугазовая топка.

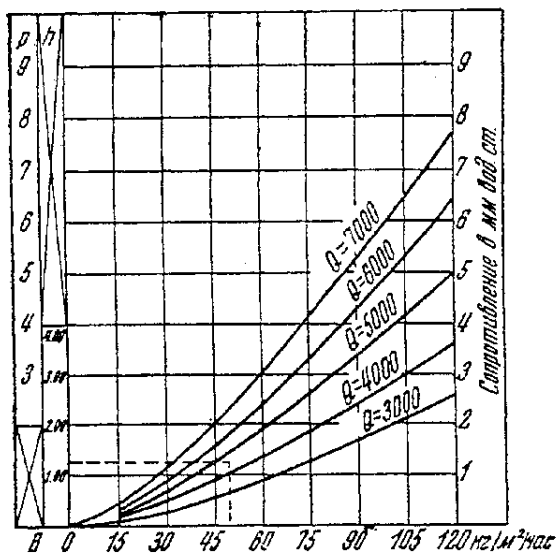


Рис. 86. Сопротивление слоя топлива с теплотворной способностью Q_n от 3000 до 7000 ккал/кг при толщине слоя топлива на решетке в 150 мм и при данном напряжении колосниковой решетки простой топки B в $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{час}$; h — высота от колосниковой решетки до рабочих окон печи, в м (при естественной тяге).

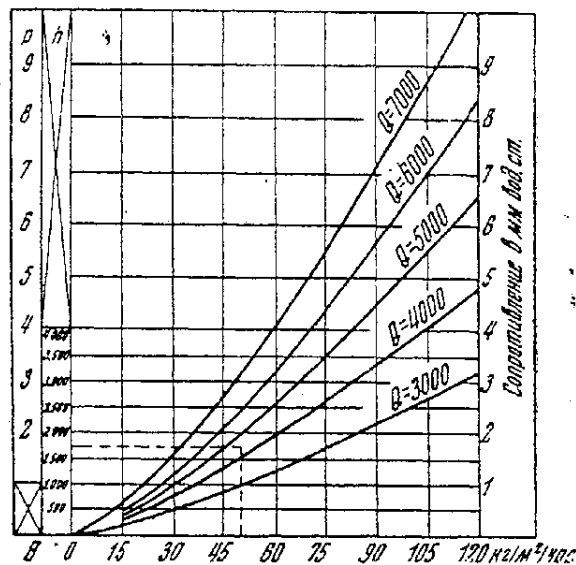


Рис. 88. Сопротивление слоя топлива с теплотворной способностью Q_n от 3000 до 7000 ккал/кг при толщине слоя топлива на решетке в 300 мм и при данном напряжении колосниковой решетки полугазовой топки B в $\text{кг}/\text{м}^2 \cdot \text{час}$; h — высота от колосниковой решетки до рабочих окон печи, в м (при естественной тяге).

сопротивление приходится на сопротивление слоя топлива. Так обстоит дело, например, в газогенераторах, в большинстве металлургических печей, где сопротивления системы разбиваются на две части — на сопротивление от зольника под колосниковой решеткой до окон рабочего пространства и от окон рабочего пространства до устья трубы; в этом случае сопротивление на пути от зольника до

онок рабочего пространства равняется почти только сопротивлению слоя топлива на колосниковой решетке.

Сопротивление топлива — весьма изменчивая величина, зависящая не только от крупности кусков топлива, толщины слоя и скорости

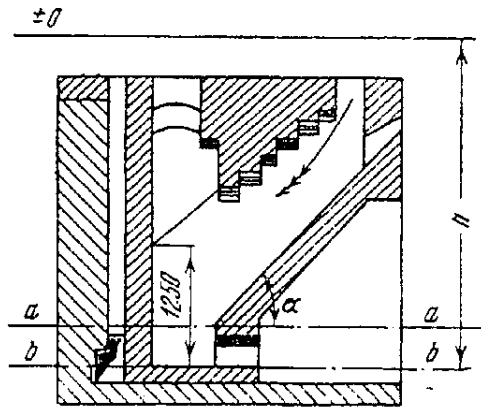


Рис. 89. Полуغازовая топка для торфа, дров и древесных отходов.

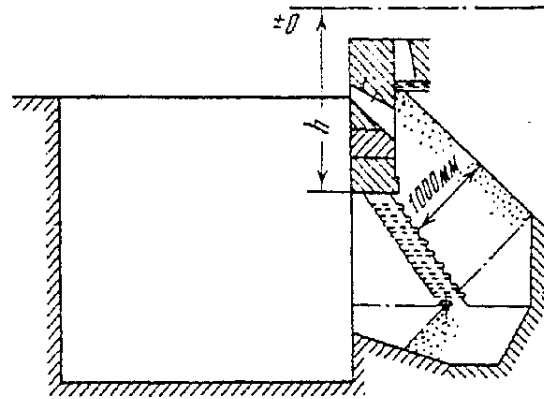


Рис. 91. Генераторная топка для донецкого угля: Г (газового), Д (длиннопламенного), Т (тощего).

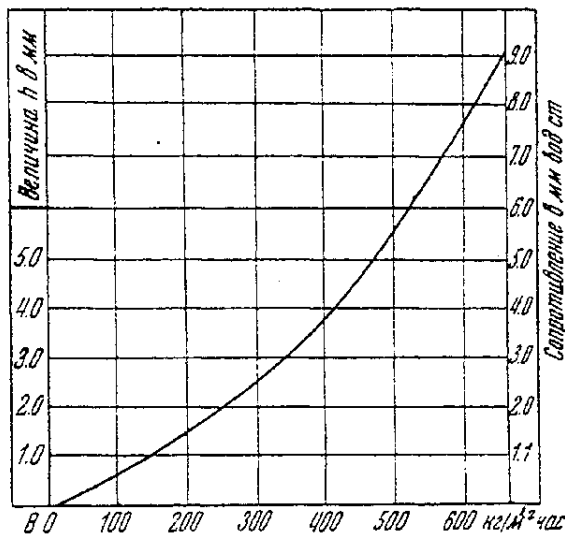


Рис. 90. Сопротивление слоя топлива (дров) при толщине слоя в 1250 мм и при напряжении сечения $a-a$ полуغازовой шахматной топки B в $\text{кг/м}^2 \cdot \text{час}$; h — высота от колосниковой решетки до рабочих окон в печи, в м (при естественной тяге).

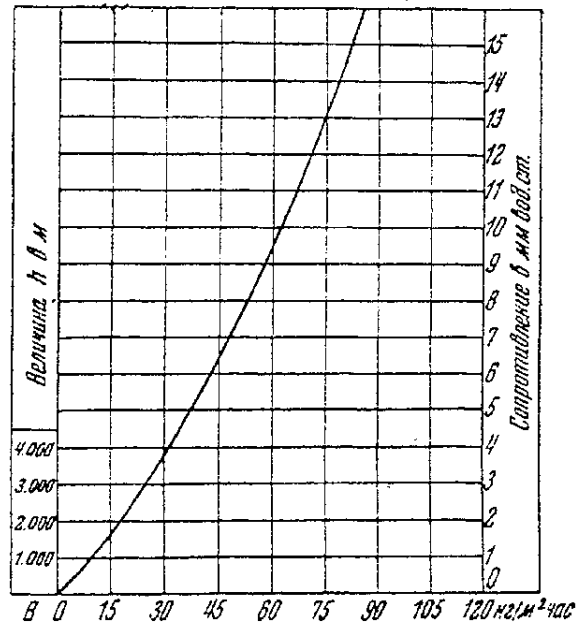


Рис. 92. Сопротивление слоя топлива (донецкого угля Г, Д и Т) с теплотворной способностью $Q_n = 6500-7000$ ккал/кг, при толщине слоя в 1000 мм и при данном напряжении колосниковой решетки генераторной топки B в $\text{кг/м}^2 \cdot \text{час}$.

прохождения газов, но также и от равномерности распределения топлива на решетке, плотности нагрузки его, спекаемости топлива и золы, толщины шлаковой подушки на колосниках и от ухода за топкой. Поэтому при расчете сопротивлений слоя топлива недостаточно только теоретических данных о сопротивлении при прохождении газов через кусковой материал, если бы даже эти данные имелись в достаточном количестве; необходимы расчетные данные, вытекающие из опыта работы топок при разных условиях.

Расчетные нормы, выработанные Стальпроектом, представлены на графиках рис. 86, 88, 90 и 92.¹ Каждый график по нижней

¹ Справочник конструктора печей 1935 г., см. стр. 34 — 37.

шкале дает напряжение B колосниковой решетки в килограммах данного топлива в час; шкала справа дает сопротивление в миллиметрах водяного столба; шкала слева дает высоту топки (вертикальное расстояние от колосниковой решетки до окон рабочего пространства) в метрах, если топка самодувная, или же необходимый искусственный напор h , если топка с искусственным дутьем.

В следующей главе VI в разделе „Полугазовые топки“ мы даем анализ соотношения сопротивления полугазовой топки и простой топки, при одной и той же толщине слоя и при одном и том же расходе топлива. Наш анализ несколько расходится с соотношениями, вытекающими из диаграммы „Справочника“ (рис. 86, 88, 90, 92). Например, при сжигании каменного угля, при напряженности в 75 кг/м^2 , при одной и той же толщине слоя топлива, по диаграммам сопротивление решетки было бы только в $1\frac{3}{4}$ раза больше, чем в генераторной топке. По нашим расчетам, разница должна быть значительно больше.

Мы сравниваем сопротивления для одинаковых условий кускового состава и плотности слоя топлива. В „Справочнике“ это не оговорено — указывается только калорийность. Надо думать, что именно неодинаковость кускового состава и служит причиной расхождения норм „Справочника“ с нашим анализом.

На рис. 85, 87, 89 и 91 даются схематические изображения топок, к которым относятся графики.

Чем толще слой топлива, тем больше может быть непредвиденных увеличений сопротивления. Поэтому к показаниям графика на рис. 92 вообще рекомендуется прибавлять 10 мм вод. ст.

3. МЕСТНЫЕ СОПРОТИВЛЕНИЯ КАК СРЕДСТВО ВЫРАВНИВАНИЯ РАБОТЫ ПЕЧИ

В ряде случаев местные сопротивления служат средством для выравнивания работы отдельных частей печей. Иногда очень большое значение имеет равномерность обогрева печи в разных местах ее, следовательно, одинаковость питания пламенем, воздухом и горючими газами. Такой случай мы имеем, например, в коксовых печах, где от равномерности нагрева коксовой камеры зависят продолжительность периода коксования и качество выдаваемого кокса; для равномерности обогрева коксовой камеры надо, чтобы питание газом и воздухом вертикалов в обогревательной стенке между камерами было равномерное.

Представим себе случай, изображенный на рис. 93. В некоторую систему газы поступают по каналу I, проходят по трем частям этой системы 1, 2 и 3 и уходят через канал II. Если части 1, 2 и 3 не оказывают значительных сопротивлений, то самый короткий путь I—1—II будет оказывать значительно меньшее сопротивление, чем пути I—2—II и I—3—II; по пути I—1—II будет идти больше газов, чем по двум другим путям.

Далее представим себе ту же систему, но с добавочными сопротивлениями в частях 1, 2 и 3, значительно превосходящими сопротивления в трех указанных путях без добавочных сопротивлений. Пусть такими добавочными сопротивлениями будут, например, диафрагмы d (рис. 94), с коэффициентом местного сопротивления z , значительно превосходящим все прочие коэффициенты сопротивления по каждому пути $\sum \zeta_1$, $\sum \zeta_2$, и $\sum \zeta_3$:

$$z \gg \sum \zeta. \quad (153)$$

В таком случае общая потеря напора Δp в каждом пути $(z + \sum \zeta) \frac{v^2}{2g} \cdot \gamma$ будет тем ближе к потере напора в другом пути, чем больше z по сравнению с $\sum \zeta$.

Возьмем два пути с добавочными сопротивлениями — первый $I-I-II$ и последний $I-3-II$. Давления в точках I и II обозначим p_I и p_{II} . Перепад давления между этими точками:

$$\Delta p = p_I - p_{II}. \quad (154)$$

будет одинаков для всех трех путей прохождения газов, так как в одной точке не может быть разных давлений.

Поэтому, если возьмем два каких-нибудь пути, например $I-I-II$ и $I-3-II$, и обозначим для них:

v_1 и v_3 — скорость в диафрагмах первого $I-I-II$ и третьего $I-3-II$ пути;

$\sum \zeta_1$ и $\sum \zeta_3$ — коэффициенты сопротивлений, кроме диафрагм в первом $I-I-II$ и третьем $I-3-II$ пути, отнесенные к скоростям в диафрагмах;

z — коэффициент добавочного сопротивления (диафрагм),

то можем написать равенство:

$$\left(z + \sum \zeta_1\right) \frac{v_1^2}{2g} \gamma = \left(z + \sum \zeta_3\right) \cdot \frac{v_3^2}{2g} \cdot \gamma, \quad (155)$$

откуда

$$\frac{v_1}{v_3} = \sqrt{\frac{z + \sum \zeta_3}{z + \sum \zeta_1}}. \quad (156)$$

Если z во много раз превосходит $\sum \zeta$, то подкоренное количество близко к 1 и еще ближе к 1 отношение $v_1 : v_3$; т. е. чем больше z , тем больше приближаемся к равенству:

$$v_1 = v_3.$$

Рис. 93 и 94 представляют схемы наиболее неблагоприятного случая выравнивания. Чаще приходится иметь дело со схемой, изображенной на рис. 95. Здесь длина

всех путей одинакова, но все-таки сопротивления при проходе по трем путям будут неодинаковы. Табл. 72 показывает очень большое разнообразие коэффициентов сопротивления в тройниках в зависимости от отношений v_a к v_d и d_a к d_d . Поэтому и в этом случае без добавочных сопротивлений не по-

лучится равных коэффициентов сопротивлений по параллельным путям.

Недостаточным средством является и применение каналов с равной скоростью по длине (рис. 96); в этом случае тоже, для выравнивания действия, необходимо прибегать к местным сопротивлениям, и к ним широко прибегают. Там, где имеет место переход из одного пространства или канала в другой по параллельным путям, следует эти каналы или пространство делать возможно широкими (рис. 97), с малыми скоростями, чтобы переход скоростного напора в статический не давал больших статических напоров и не вызывал значительной

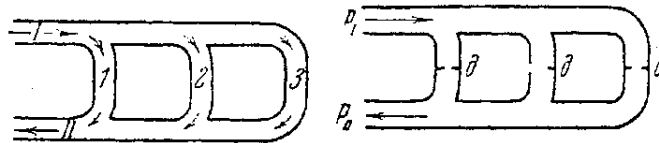


Рис. 93. Неблагоприятное разделение потока газов — очень неравномерное распределение объемов в каждой ветви.

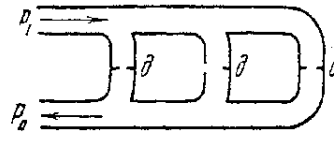


Рис. 94. Выравнивание распределения объемов в ветвях при помощи сопротивлений d ; чем больше сопротивление, тем больше выравнивание объемов.

разницы давлений в начале и в конце канала или пространства. Например, пространство под насадкой регенераторов не следует делать очень низким. В печах со многими параллельно действующими частями, например, в коксовых печах с их многочисленными рядом стоящими пламенными колодцами — „вертикалами“, такими сопротивлениями являются сужения в верхних частях вертикалов; эти сужения могут регулироваться кирпичами — шйберами. Такими же регуляторами являются отверстия на поду этих вертикалов для впуска газа и воздуха и для выпуска продуктов горения; эти сопротивления также могут быть отрегулированы.

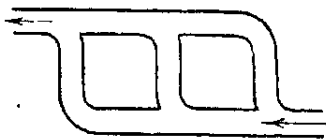


Рис. 95. Разделение потока газов с равной длиной пути в каждой ветви.

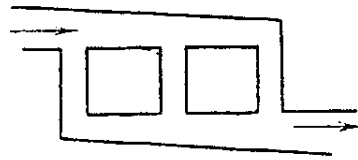


Рис. 96. Разделение потока газов с выравниванием скоростей в подающем и приемном каналах.

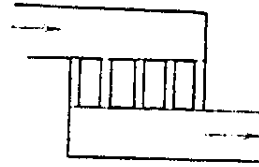


Рис. 97. Выравнивание потоков в параллельных путях благодаря очень большим сечениям (и малым скоростям и скоростным напорам) в подающем и приемном каналах.

Грум-Гржимайло помещает некоторые печи в разряд „печей-уродов“, которые, с точки зрения статики его „гидравлической теории“, не могут хорошо работать. К таковым он относит, например, Гофманскую печь для обжига кирпича, уравниватель температуры дутья для домен; с точки зрения „гидравлической теории“, к „уродам“ должны быть отнесены газогенераторы, вагранки и доменные печи.

Согласно положению, что „движение пламени в печах подчиняется законам движения легкой жидкости в тяжелой (пламени в наружном воздухе)“ и что „пламенный поток есть обращенная река“ (Грум-

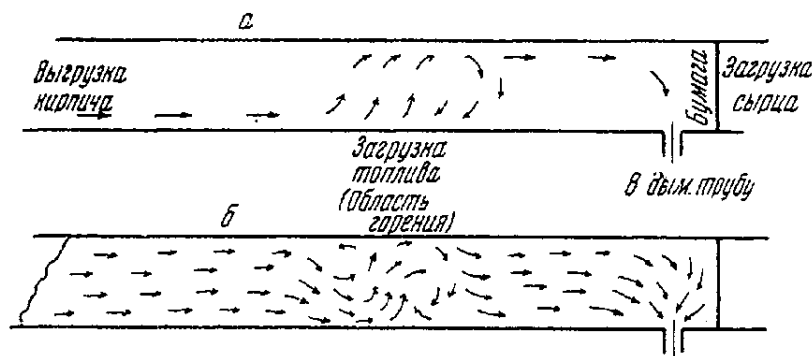


Рис. 98. Течение газов в Гофманской кольцевой печи:
а—при редкой загрузке, б—при тесной загрузке.

Гржимайло, 1932, ч. II, стр. 75), течение газов в Гофманской кольцевой печи должно быть такое, как изображено на рис. 98; на самом деле это верно только в некоторой степени.

Перепад давления при длинном пути движения газов от места выгрузки готового, остывшего кирпича до боровка, ведущего к дымовому борю и к дымовой трубе, весьма значителен и поглощает большую часть напора, создаваемого дымовой трубой. При высоте дымовой трубы около 50 м, при средней температуре отходящего дыма около 100° располагаемый напор („тяга“) дымовой трубы будет равен 12—13 мм вод. ст.; из этого напора больше половины, примерно 8—10 мм, будет расходоваться на сопротивление при прохождении газов по загрузке. Это сопротивление, Δp_z , будет во много раз больше напора, получающегося вследствие неравномерности распределения температур по высоте загрузки — Δp_t . Некоторая неравно-

мерность скорости движения газов вверх и вниз получится, но соотношение между ними выразится отношением:

$$\frac{v_1}{v_2} = \sqrt{\frac{\Delta p_z \pm \Delta p_t}{\Delta p_z}}. \quad (157)$$

Чем длиннее путь газов в печи, чем плотнее загружен обжигаемый материал, тем в большее число раз Δp_z превышает Δp_t , тем больше $v_1 : v_2$ приближается к единице, тем больше скорости вниз и вверх приближаются к равенству

$$v_1 = v_2,$$

и, следовательно, тем равномернее прогревается загрузка по высоте печи.

Очень характерно действие сопротивлений на распределение потоков газов в шахтных печах, в частности, в домнах, особенно в современных мощных домнах с их горнами очень большого диаметра.

С точки зрения правоверной „гидравлической теории“, домны, особенно домны с очень широкими горнами, должны быть причислены к типичным печам-уродам, не могущим работать правильно. Если бы газы следовали „гидравлической теории“, то движение их было бы такое же, как в камере с поднимающимся с пода пламенем: пламя поднималось бы восходящим потоком от фокуса горения кверху (рис. 99).

С этой точки зрения над каждой фурмой в домне должна находиться как бы маленькая доменка (теория В. П. Ижевского), в которой должны интенсивно идти все доменные процессы; в середине горна должно находиться мертвое пространство; не омываемое газами и не нагреваемое теплом от фокусов горения у фурм („todter Mann“). Наблюдения не оправдывают этого; фактически при заполнении домны шихтой равномерного кускового состава (если отдельные участки сечения домны не забиты мелочью, заполняющей промежутки между кусками кокса и руды) работа домны идет равномерно — без разделения на факелы восходящих газов и на мертвые пространства.

Объясняется это выравнивающим действием сопротивления, которое оказывает равномерно распределенный в домне материал. Каким бы путем ни шли газы от фурм сквозь всю толщу загрузки до пространства над загрузкой, из которого уходят колошниковые газы в газопроводы, они испытывают один и тот же перепад давления — от p_1 фурм до p_2 над загрузкой:

$$\Delta p = p_1 - p_2.$$

Другого перепада быть не может, каким бы путем ни шли газы, ибо у отверстия фурмы может быть в данный момент только одно давление — p_1 (считая суммарно-статическое давление и скоростной напор) и над загрузкой тоже только одно давление — p_2 .

Представим себе схематически два возможных пути газов в современной домне — при ширине горна в 7 м и при высоте от уровня фурм до верхней границы загрузки в 20 м: один путь короткий — прямо вверх от фурмы, и другой — длинный, когда дутье и газы достигают до середины горна и уже отсюда идут вверх до свободного пространства над загрузкой (рис. 100). Положим теоретически, что и на

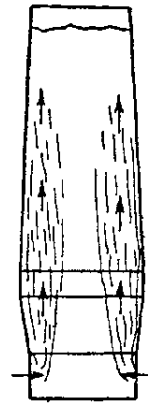


Рис. 99. Неправильное представление о потоках газов, поднимающихся в домне над каждой фурмой.

пути l_1 и на пути l_2 кусковой состав загрузки совершенно одинаков. Тогда коэффициент сопротивления на 1 м и первого l_1 и второго l_2 пути будет один и тот же — ζ .

Перепад давления по первому пути l_2 будет:

$$\Delta p = l_1 \cdot \zeta \cdot \frac{v_1^2}{2g} \cdot \gamma, \quad (158)$$

по второму:

$$\Delta p = l_2 \cdot \zeta \cdot \frac{v_2^2}{2g} \cdot \gamma; \quad (159)$$

отношение скоростей:

$$\frac{v_1}{v_2} = \sqrt{\frac{l_2}{l_1}} = \sqrt{\frac{3.5 + 20}{20}} = 1.08.$$

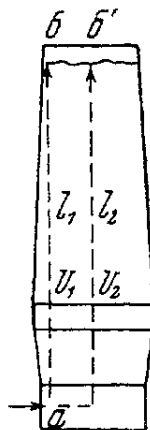


Рис. 100. Схема самого короткого l_1 и самого длинного l_2 пути газов в домне от фурм к колошнику.

Другими словами, теоретически, при совершенно равномерно распределенной по горизонтальным сечениям шихте, скорость по кратчайшему пути газов будет лишь на 8% больше, чем по самому длинному; следовательно, только в относительно небольшой степени доменные процессы по оси печи и в центре горна будут отставать от процессов ближе к стенкам; нет оснований думать, что доменный процесс должен сосредоточиваться в вертикальных потоках над фурмами („доменки“) и что в середине широкого горна должно находиться мертвое пространство — „todter Mann“. Исследование магнитогорской домны, проведенное под руководством акад. М. А. Павлова, показало, что этот „мертвый человек“ — в действительности лишь плод воображения.

Таким образом, сопротивления при движении газов в домне весьма влияют на ход доменного процесса; если кусковой состав шихты равномерен, то домна идет правильно, без нарушений нормального хода; если равномерность кускового состава шихты нарушается, если некоторые участки домны забиваются мелочью, то равномерность доменного процесса нарушается, наступают неполадки, тем большие, чем больше неравномерность сопротивлений.

ГЛАВА V

ИНЖЕКЦИЯ СТРУИ

1. ПРИРОДА ИНЖЕКТИРУЮЩЕЙ СТРУИ

Для некоторых сторон работы печей представляет интерес явление, носящее название инъекции струи. При движении струи какой-либо жидкости среди другой жидкости струя захватывает некоторые количества окружающей жидкости, сообщает им поступательное вихревое движение; начальная скорость в струе при удалении от отверстия, из которого струя вытекает, уменьшается, и соответственно этому повышается давление. Если смешение струи с жидкостью, находящейся в покое или имеющей меньшую скорость, чем струя, совершается в огражденном с боков пространстве — в трубе, в канале, то повышение давления может быть довольно значительное. Если смешение струи с окружающей жидкостью происходит в свободном пространстве, то повышение давления приводит к тому, что, кроме поступательного движения, в струе появляются и слагае-

мые перпендикулярно к направлению движения; благодаря этому „факел“ струи получается расширяющимся.

Живая сила струи, вытекающей из отверстия, расходуется в двух направлениях: 1) на механическое передвижение захваченной окружающей жидкости и 2) на создание завихрений и превращение этой части энергии в тепловую энергию. В разных условиях соотношение между этими двумя частями работы струи различно. В свободном пространстве, где давление, созданное в факеле струи, почти не отличается от давления окружающей жидкости, почти вся первоначальная энергия струи, которой струя обладала в момент вылета из отверстия, расходуется на завихрения и, в конце концов, превращается в теплоту. Таким образом, в этом случае расход энергии активной струи на механическую работу приближается к 0%, а на завихрения, с превращением в теплоту, к 100%. В таком же положении обстоит дело в пространстве, в которое поступает жидкость только в активной струе, без добавочного подсоса жидкости извне, и из которого через отверстия и неплотности выходит столько жидкости, сколько подается струей. В этом случае также почти 100% энергии струи переходит в теплоту, и почти ничего не превращается в механическую энергию.

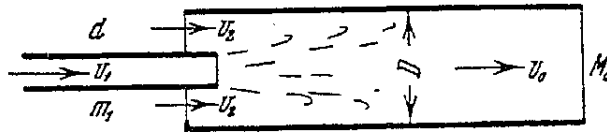


Рис. 101. Активная инжектирующая струя в открытом с обоих концов канале.

По другому делу обстоит, если струя направлена в канал с открытым входом и выходом (рис. 101). В этом случае активная струя, имеющая скорость v_1 , смешивается с подсасываемым потоком, притекающим со скоростью v_2 , и образует смешанный поток со скоростью v_0 . Если секундный приток активной струи обладает массой m_1 , а смешанный поток — массой M_0 , то механическая энергия активной струи равняется:

$$A_1 = \frac{m_1 v_1^2}{2},$$

механическая энергия смешанного потока:

$$A_0 = \frac{M_0 v_0^2}{2}.$$

Энергию, которая переходит в теплоту, обозначим через E . Следовательно, мы можем написать:

$$\frac{m_1 v_1^2}{2} = \frac{M_0 v_0^2}{2} + E, \quad (160)$$

или

$$A_1 = A_0 + E. \quad (161)$$

Механическим коэффициентом полезного действия (к. п. д.) инжектирующей (или эжектирующей) струи будет:

$$\text{к. п. д.} = \frac{A_0}{A_1} = \frac{A_1 - E}{A_1}. \quad (162)$$

Итак, струя жидкости (или газа), вытекающая в другую жидкость (или газ), неподвижную или имеющую меньшую скорость:

$$v_2 < v_1,$$

производит энергичное перемешивание ее и механическую работу передвижения. И то и другое применяется в печах. Усиленное перемешивание ускоряет завершение реакции горения, увеличивает теплопередачу конвекцией (Шак, 1931; Logenzi, 1933). Струя, направленная в канал, в который действием струи подсасываются газы, дает механический эффект (эжекционное усиление тяги дымовой трубы, создание или усиление рециркуляции в некоторых частях печных систем, эжекционное удаление дыма над кузнечными горнами, эжекционное удаление вырывающегося генераторного газа в шуровочных отверстиях и др.).

Чем больше диаметр активной струи d приближается к диаметру канала или трубы D , чем ближе отношение $d:D$ к 1, тем больше механический к. п. д.; в предельном случае, когда разница между d и D очень мала, к. п. д. будет мало отличаться от 100%. С уменьшением отношения $d:D$ механический к. п. д. быстро падает, и при

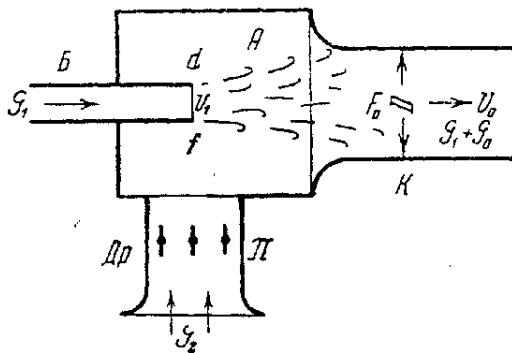


Рис. 102. Схема аппарата К. К. Баулина для изучения инжекции струи.

обычно встречающихся в инжекционных (и эжекционных) устройствах он очень невелик — много меньше, чем к. п. д. вентиляторов, даже самых несовершенных. Поэтому инжекционные и эжекционные устройства следует применять там, где невозможно весь поток дымовых газов пропускать через вентилятор, где этого не позволяет температура газов или их химический состав, разрушающий части вентилятора, или же там, где механический к. п. д. не имеет большого

значения, где важнее простота и дешевизна устройства.

К. К. Баулин (1935) экспериментально исследовал работу воздушной инжекционной струи, определил к. п. д. ее при различных условиях и дал расчет эжекционных устройств. Данные, полученные Баулиным, были обработаны также Абрамовичем (1935). В виду большой важности вопроса приводим в основном рассуждения и выводы Баулина.

Для своих опытов Баулин сконструировал установку, изображенную на рис. 102. Камера А имеет трубку Б, по которой поступает активная струя; кроме того, камера имеет патрубок П, для притока воздуха, с дроссельным клапаном Др, для регулирования притока, и выходную трубку К, по которой под действием активной струи из сопла трубки Б идет смесь воздуха активной струи с подсасываемым через патрубок П воздухом.

Обозначим:

G_1 — вес воздуха, поступающего по трубке Б, в кг/сек;

m_1 — масса поступающего воздуха, равная $\frac{G_1}{g}$;

γ_1 — объемный вес его, в кг/м³;

v_1 — скорость истечения из сопла трубки Б, в м/сек;

f_1 — площадь выходного отверстия сопла, в м²;

F_0 — площадь сечения трубы К, в м²;

G_2 — вес подсасываемого воздуха в секунду, в кг/сек;

m_2 — масса подсасываемого воздуха, равная $\frac{G_2}{g}$;

γ_2 — объемный вес ее;

v_0 — средняя скорость в смесительной трубе К, в м/сек;

P_{v_1} — скоростной напор струи, выходящей из сопла трубки Б, в мм вод. ст.;

p_a — атмосферное давление, в мм вод. ст.;

p_x — давление в камере, в мм вод. ст.;

$\Delta p_x = p_a - p_x$ — разрежение в камере, в мм вод. ст.

Сила (давление), которую должна преодолеть струя, равняется:

$$R = (p_a - p_x) F_0 = \Delta p_x F_0. \quad (163)$$

Сила равняется изменению количеств движения, т. е. произведений масс на скорости:

$$R = m_1 v_1 - (m_2 + m_1) v_0 = \frac{G_1}{g} v_1 - \frac{G_1 + G_2}{g} v_0 = \Delta p_x F_0, \quad (164)$$

откуда

$$G_1 v_1 - \Delta p_x F_0 g = (G_1 + G_2) \cdot v_0. \quad (165)$$

Умножим обе части равенства на F_0 :

$$G_1 v_1 F_0 - \Delta p_x F_0^2 g = (G_1 + G_2) v_0 F_0. \quad (166)$$

Вместо v_0 подставляем в выражение (166) равнозначное выражение:

$$v_0 = \left(\frac{G_1}{\gamma_1} + \frac{G_2}{\gamma_2} \right) \cdot \frac{1}{F_0},$$

получаем:

$$G_1 v_1 F_0 - \Delta p_x F_0^2 g = (G_1 + G_2) \left(\frac{G_1}{\gamma_1} + \frac{G_2}{\gamma_2} \right). \quad (167)$$

Скорость струи в сопле трубы B равняется:

$$v_1 = \frac{G_1}{f \cdot \gamma_1}. \quad (168)$$

Скоростной напор этой струи:

$$p_{v_1} = \frac{v_1^2}{2g} \cdot \gamma_1. \quad (169)$$

Подставляем в эту формулу выражение для v_1 из ф-лы (168):

$$p_{v_1} = \frac{G_1^2}{f^2 \gamma_1^2 2g} \cdot \gamma_1 = \frac{G_1^2}{f^2 \gamma_1 2g}, \quad (170)$$

откуда:

$$G_1^2 = f^2 \gamma_1 2g p_{v_1}. \quad (171)$$

Подставляем это выражение в равенство (167) и производим сокращения; получаем:

$$\frac{F_0 \gamma_2}{f \gamma_1} - \frac{\Delta p_x F_0^2 \gamma_2}{f^2 \gamma_1^2 2g p_{v_1}} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} + \frac{G_2}{G_1} \right) \cdot \left(1 + \frac{G_2}{G_1} \right). \quad (172)$$

Обозначим:

$$\frac{G_2}{G_1} = q \text{ и } \frac{F_0}{f} = m.$$

Подставив в выражение (172) эти обозначения, получаем основное уравнение для расчетов инжекции (эжекции), когда объемный вес инжектирующей жидкости (активная струя) и инжектируемой (подсасываемая жидкость) не равны, $\gamma_1 \neq \gamma_2$:

$$m \frac{\gamma_2}{\gamma_1} - \frac{m^2 \gamma_2 \Delta p_x}{2 \gamma_1 p_{v_1}} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} + q \right) (1 + q). \quad (173)$$

В тех случаях, когда $\gamma_1 = \gamma_2$, выражение (173) принимает вид:

$$m - \frac{m^2 \Delta p_x}{2 p_{v_1}} = (1 + q)^2. \quad (174)$$

Бывают случаи, когда инжестирующая струя действует без противодействия Δp_x (рис. 101). В этом случае $\Delta p_x = 0$, и выражение (174) принимает вид:

$$m = (1 + q)^2;$$

но

$$m = \frac{F_0}{f} = \frac{D^2}{d^2} = (1 + q)^2, \quad (175)$$

следовательно,

$$\frac{D}{d} = 1 + q = 1 + \frac{G_2}{G_1} = \frac{G_1 + G_2}{G_1}. \quad (176)$$

Если $\gamma_1 = \gamma_2$, то вместо весовых количеств G_1 и G_2 можно подставить секундные объемы Q_1 и Q_2 :

$$\frac{D}{d} = \frac{Q_1 + Q_2}{Q_1}. \quad (177)$$

Отсюда для случаев инжестии без сопротивления (рис. 101), при $\gamma_1 = \gamma_2$, Баулин (1935) устанавливает, применительно к вентиляционным установкам, правило: „при отсутствии сопротивления отношение диаметров смесительной трубы и сопла равно отношению протекающих через них объемов воздуха“.

При $\gamma_1 = \gamma_2$, но при наличии сопротивления Δp_x , для расчета надо применять ф-лу (174).

При $\gamma_1 \neq \gamma_2$, но при отсутствии сопротивления расчет ведется по формуле:

$$m \frac{\gamma_2}{\gamma_1} = \left(\frac{\gamma_2}{\gamma_1} + q \right) (1 + q). \quad (178)$$

2. КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ИНЖЕКТИРУЮЩЕЙ СТРУИ

Положим, мы имеем канал, по которому движется жидкость, газ или воздух со скоростью v м/сек (рис. 103). Это значит, что в этом канале сечение из положения I через 1 сек. передвинулось в положение II на расстояние v . Если это передвижение совершается под влиянием давления в p мм вод. ст., или, что то же, в p кг/м² сечения, и если сечение канала равняется f м², то сила P , действующая на сечение канала, равняется:

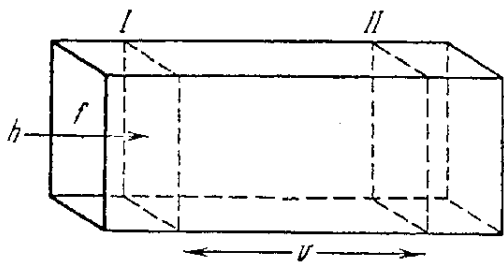


Рис. 103. Передвижение сечения газового потока в канале в течение 1 секунды из положения I в положение II.

$$P = p \cdot f. \quad (179)$$

Работа передвижения сечения на v м равняется:

$$A = P \cdot v = p \cdot f v, \quad (180)$$

где $f v$ — объем жидкости или газа, продвинувшийся по трубе в течение 1 сек., т. е. секундный объем $Q = f \cdot v$. Следовательно,

$$A = p \cdot Q, \quad (181)$$

т. е. работа продвижения по каналу равняется давлению, помноженному на объем продвинувшейся в 1 сек. (или в данное время) под влиянием этого давления жидкости или газа.

В случае активной струи, совершающей механическую работу присасывания окружающей среды и продвижения ее в смесительной трубе (рис. 102), мы имеем следующую затраченную работу A_1 и

использованную работу A_2 и A_0 по отношению к засасываемому объему Q_2 и к объему суммарному $Q_1 + Q_2$:

$$A_1 = Q_1 p_1; A_2 = Q_2 \Delta p_x; A_0 = (Q_1 + Q_2) \Delta p_x.$$

Если воздух или газ непосредственно из канала или трубы выбрасывается в атмосферу, то механический к. п. д. выразится (по отношению к суммарному объему):

$$\eta_{\text{ст}} = \frac{(Q_1 + Q_2) \Delta p_x}{Q_1 \cdot p_{v_1}} = (1 + q) \cdot \frac{\Delta p_x}{p_{v_1}}. \quad (182)$$

Если же труба или канал заканчивается диффузором, в котором часть скоростного напора $\frac{v_0^2}{2g} \gamma_0$ переходит в статический, то к. п. д. выразится:

$$\eta_{\text{дифф}} = \frac{(Q_1 + Q_2) \left(\Delta p_x + \varphi \frac{v_0^2}{2g} \cdot \gamma_0 \right)}{Q_1 p_{v_1}}, \quad (183)$$

причем $\varphi < 1$, обычно между 0.7 и 0.8.

Согласно ф-ле (182), к. п. д. зависит, во-первых, от отношения объемов присасываемой и инжестирующей жидкостей $Q_2 : Q_1$; во-вторых, от отношения создаваемого инжестирующей струей разрежения Δp_x и давления в трубке $B - p_{v_1}$.

При каких условиях для некоторого данного соотношения $q = \frac{Q_2}{Q_1}$ будет наивыгоднейшее отношение сечений сопла и смесительной трубы?

Из уравнения (174) имеем:

$$\frac{\Delta p_x}{p_{v_1}} = \frac{2}{m} - \frac{2}{m^2} (1 + q)^2.$$

Подставляем это выражение в выражение (182):

$$\eta_{\text{ст}} = 2(1 + q) \cdot m^{-1} - 2(1 + q)^3 \cdot m^{-2}. \quad (184)$$

Для определения наивыгоднейшего отношения сечений m дифференцируем это выражение по m , находим первую производную и приравниваем ее нулю:

$$\frac{d\eta_{\text{ст}}}{dm} = 2(1 + q) m^{-2} - 4(1 + q)^3 m^{-3}; \quad (185)$$

отсюда

$$m = 2(1 + q)^2. \quad (186)$$

На основании выводов Баулина мы построили график к. п. д. инжестирующей струи, в зависимости от $m = \frac{F_0}{f}$ и $q = \frac{Q_2}{Q_1}$:

$$\eta_{\text{ст}} = f(m, q).$$

На этом графике (рис. 104) кривая, изображенная сплошной линией, дает наивыгоднейшее m для разных отношений $q = \frac{Q_2}{Q_1}$; например, если у нас объем подсосываемого газа втрое больше объема активной струи, то наивыгоднейшим отношением $m = \frac{F}{f}$ будет 32; если же сопло и смесительная труба — круглые, то наивыгоднейшее отношение диаметров $\frac{D}{d} = \sqrt{32} = 5.65$. Если q не целое число, то для

нахождения наиболее выгодного m надо интерполировать; например, при $q = 4.5$ наиболее выгодное $m = (50 + 72) : 2 = 61$.

Пунктирные кривые показывают изменение к. п. д. в пределах данного m для разных q . Так, например, для $m = 32$ к. п. д. в зависимости от q будут:

$q = 1$	1.5	2	2.5	3	3.5	4
$\eta_{\text{ст}} = 11\%$	12.7%	13.3%	13.2%	13%	10.3%	7%

Формулы Баулина и график (рис. 104) могут применяться для расчетов инъекции струи. Покажем это на примере.

Положим, имеется дымовая труба, дающая тягу в 28 мм вод. ст., требуемый объем дыма — 10 м³/сек, t дыма 300°.

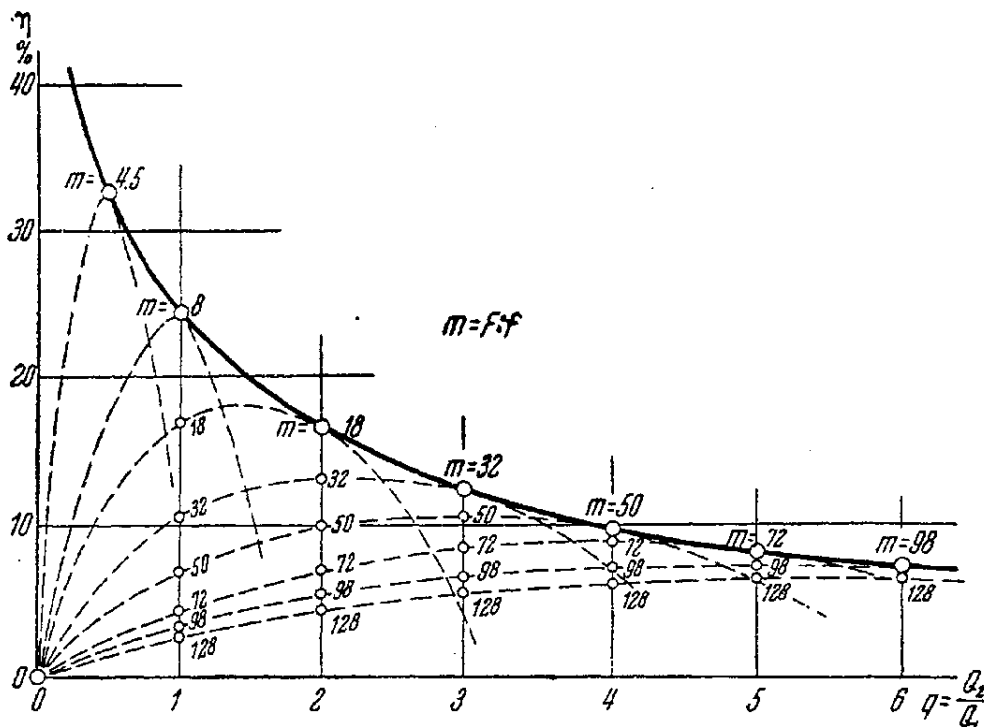


Рис. 104. График коэффициентов полезного действия инъекции струи в зависимости от отношения между объемами просасываемой и инжектирующей жидкости $q = Q_2 : Q_1$ и отношения площади сечения канала к площади сечения активной струи $m = F : f$.

Положим, что труба не удаляет этих 10 м³/сек и что для достижения этого надо усилить тягу до 35 мм, т. е. на 7 мм вод. ст.

При $t = 300^\circ$ объем дыма равняется:

$$Q_{300} = \frac{10 \cdot (300 + 273)}{273} = 21 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Положим, мы хотим усилить тягу трубы применением инъекции — часть дыма будем забирать вентилятором (экспаустером) и нагнетать обратно в канал трубы по направлению течения дыма. Положим, что мы приняли $q = \frac{G_2}{G_1} = 6$; тогда $Q_1 = 3 \text{ м}^3$ и $Q_2 = 18 \text{ м}^3/\text{сек.}$

Согласно ф-ле (186)

$$m = 2(1 + 6)^2 = 98;$$

по ф-ле (184)

$$\eta_{\text{ст}} = 2(1 + 6) \cdot 98^{-1} - 2(1 + 6)^3 \cdot 98^{-2} = 0.0715.$$

Из выражения (174) имеем:

$$p_{v_1} = \frac{\Delta p_x}{\frac{2}{m} - 2 \frac{(1+q)^2}{m^2}}, \quad (187)$$

$$p_{v_1} = \frac{35 - 28}{0.0204 - 0.0102} = 687 \text{ мм вод. ст.}$$

Работа активной струи равна $Q_1 p_{v_1} = 3 \cdot 687 = 2060$ кгм/сек. Потребная мощность мотора эксгаустера, если к. п. д. установки эксгаустера примем 0.45, будет:

$$N = \frac{2060}{75 \cdot 0.45} = 61 \text{ л. с.}$$

К такому же результату придем, применяя график рис. 104. Добавочная работа передвижения дыма равняется:

$$A_0 = Q \Delta p_x = 21 (35 - 28) = 147 \text{ кгм/сек.}$$

По графику, при $q = 6$ и $m = 98$, к. п. д. = 7.1%.

Следовательно, полная работа активной струи равняется:

$$147 : 0.07 = 2070 \text{ кгм/сек,}$$

т. е. величина работы, полученная на основании графика (2070 кгм/сек) близка к величине, полученной по формулам (2060 кгм/сек).¹

ГЛАВА VI

ЧАСТИ ПЕЧНОЙ СИСТЕМЫ

Рассмотрим с точки зрения общего расчета печную систему по частям: обыкновенную колосниковую решетку, полугазовую топку, пламенное пространство, приспособления для смешивания газов в пламени и для ускорения реакции горения, борова, дымовую трубу, искусственную тягу, рекуператоры, регенераторы.

1. КОЛОСНИКОВАЯ РЕШЕТКА И СЛОЙ ТОПЛИВА

Площадь колосниковой решетки рассчитывается по количеству топлива, которое предполагается сжигать на 1 м² решетки, другими словами, по количеству калорий, приходящемуся на каждый квадратный метр решетки в 1 час. Последний коэффициент называется напряженностью колосниковой решетки и дан в табл. 84.

Чем быстрее проходит горение, тем с большей скоростью проходит воздух через прозоры колосниковой решетки и тем с большей скоростью идут продукты горения между кусками топлива в лежащем на решетке слое его. Увеличение напряженности сопровождается большим увеличением сопротивления благодаря увеличению скорости. Это сопротивление усиливается еще потому, что для завершения реакции горения нужно определен-

Таблица 84
Напряженность колосниковой решетки при разных условиях горения

Характеристика горения	Ккал/час на 1 м ² решетки
Медленное горение	300 000
Нормальное "	500 000
Усиленное "	700 000
Форсированное	1 400 000
Сильно форсированное (паровозные топки) {	2 500 000
	3 500 000

¹ Наши опыты по рециркуляции дают несколько меньший к. п. д. (см. главу IX).

ное время; поэтому для топлива определенной крупности при большей напряженности потребуется больший слой топлива на решетке, чем при малой напряженности.

Соппротивление на колосниковой решетке складывается из:

- 1) сопротивления самой решетки,
- 2) сопротивления слоя топлива.

1. Таблица 85 вычислена, пренебрегая расширением воздуха при прохождении через прозоры, для двух коэффициентов избытка воздуха: $\alpha = 1.5$ и $\alpha = 2.0$.

Таблица 85

Соппротивление решетки (в мм вод. ст.)

Отношение площади прозоров к общей площади решетки	Напряженность, в ккал/час											
	300 000		500 000		700 000		1 400 000		2 500 000		3 500 000	
	$d=1.5$	2.0	1.5	2.0	1.5	2.0	1.5	2.0	1.5	2.0	1.5	2.0
1/2	0.01	0.02	0.02	0.04	0.03	0.05	0.15	0.27	0.50	0.9	1.0	1.8
1/3	0.02	0.04	0.04	0.07	0.09	0.16	0.33	0.60	1.10	2.0	2.2	3.9
1/4	0.03	0.05	0.09	0.16	0.15	0.27	0.60	1.10	1.80	3.2	3.5	6.2
1/5	0.04	0.07	0.12	0.21	0.23	0.40	0.90	1.60	3.00	5.0	5.3	10.7
1/6	0.06	0.11	0.18	0.31	0.33	0.60	1.30	2.30	4.20	7.5	8.0	14.3
1/7	0.09	0.16	0.23	0.41	0.45	0.80	1.60	2.80	6.00	10.7	11.0	19.6

2. Некоторые практические данные о сопротивлении слоя топлива в разных топках были даны нами ранее (глава IV, рис. 84—92). Кроме того, исходя из данных исследования Вагнера, Гольцу и Барта, даем табл. 86.

Таблица 86

Соппротивление слоя горящего каменного угля в 1 м толщины (при полном горении в избытке воздуха 50 и 100%) (в мм вод. ст.)

Крупность кусков	Горение					
	медленное 300 000 ккал/час/м ²	нормальное 500 000 ккал/час/м ²	усиленное 700 000 ккал/час/м ²	форсированное 1 400 000 ккал/час/м ²	сильно форсированное	
					2 500 000 ккал/час/м ²	3 500 000 ккал/час/м ²
10—20 мм $\left\{ \begin{array}{l} \alpha = 1.5 \\ \alpha = 2.0 \end{array} \right.$	38 60	95 180	180 350	720 1400	2300 4000	4000 7500
20—30 " $\left\{ \begin{array}{l} \alpha = 1.5 \\ \alpha = 2.0 \end{array} \right.$	25 40	66 130	130 250	520 1000	1500 2500	3000 5000
30—50 " $\left\{ \begin{array}{l} \alpha = 1.5 \\ \alpha = 2.0 \end{array} \right.$	14 22	37 70	70 135	280 540	800 1500	1600 3000
50—90 " $\left\{ \begin{array}{l} \alpha = 1.5 \\ \alpha = 2.0 \end{array} \right.$	10 15	23 44	44 80	176 320	600 1000	1100 2000

Для других родов топлива, которые дают другой объем продуктов горения, эти цифры таблицы несколько изменяются. Так, для бурого угля с большой влажностью и для торфа цифры табл. 86 следует увеличить на 30—40%.

Соппротивление слоя топлива на колосниковой решетке получается от помножения соответствующей цифры данной таблицы на толщину слоя топлива.

К этому следует еще прибавить сопротивление самой решетки и сопротивление слоя золы, подстилающего слоя горящего угля.

Толщина слоя топлива зависит от крупности его и от напряженности горения. Мелкое топливо при медленном горении располагается тонким слоем; чем крупнее куски топлива и чем интенсивнее горение, тем слой топлива толще. Мелкий подмосковный уголь сжигается в слое толщиной 4—5 см; антрацит мелкий и средний — 6—7 см; антрацит крупный — 10—20 см; кусковой торф в малых кусках — 40 см; торф в крупных кусках и дрова — 70—100 см.

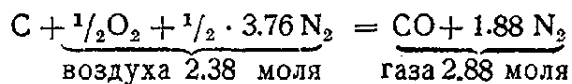
Следует обратить внимание на то, что при большой напряженности работы колосниковой решетки сопротивление для малой крупности получается больше насыпного веса угля ($\gamma = 650-800 \text{ кг/м}^2$). Это значит, что при очень форсированном сжигании топливо будет приподниматься и разрыхляться. Другими словами, оно будет сгорать в несколько взвешенном (в „кипящем“) состоянии.

2. ПОЛУГАЗОВЫЕ ТОПКИ

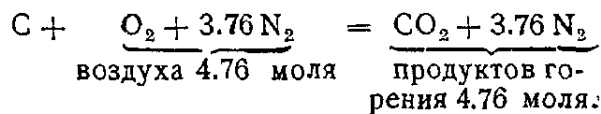
Полугазовая топка по существу представляет газогенератор, включенный в тело печи, с непосредственным сжиганием в печи генераторного газа. Объем первичного воздуха значительно меньше, чем объем необходимого для полного горения воздуха в обыкновенной топке, и потому сопротивление на 1 м слоя топлива при том же кусковом составе в несколько раз меньше.

Сравним объемы воздуха и продуктов горения при полном горении с объемами первичного воздуха и продуктов при неполном горении. Возьмем самый простой случай — при сжигании кокса на простой колосниковой решетке, с одной стороны, и в полугазовой топке — с другой.

Предположим теоретически, что углерод в слое кокса в полугазовой топке сгорает только в CO, без образования CO₂, по реакции:



при полном теоретическом горении:



На самом деле при сжигании кускового топлива на обыкновенной колосниковой решетке нужен избыток воздуха от 50 до 100%, и следовательно, объем воздуха и продуктов горения будет больше — от 7 до 10 молей.

Сообразно этому отношение сопротивления в слое полугазовой топки и в слое обыкновенной колосниковой решетки, считая на единицу толщины и на единицу сжигаемого топлива и принимая, что сопротивление пропорционально квадрату скорости,¹ будет: считая по проходящему через слой воздуху

$$\text{от } \left(\frac{2.38}{7}\right)^2 = 0.116 \text{ до } \left(\frac{2.38}{10}\right)^2 = 0.057;$$

по продуктам неполного горения (газу)

$$\text{от } \left(\frac{2.88}{7}\right)^2 = 0.17 \text{ до } \left(\frac{2.88}{10}\right)^2 = 0.083.$$

¹ В действительности сопротивление пропорционально степени, несколько меньшей 2; чем меньше куски, тем больше отходит степень от 2.

В действительности отношения будут несколько иные: часть углерода сгорает до CO_2 ; следовательно, расход воздуха несколько увеличится, а следовательно, увеличится отношение по воздуху; объем продуктов горения в слое полугазовой топки также несколько увеличится за счет несколько большего притока азота. Некоторое изменение произойдет также и потому, что кокс содержит небольшое количество летучих и влажности.

При сжигании топлива, содержащего летучие, в слое полугазовой топки расходуется на то же количество калорий при окончательном сжигании меньше первичного воздуха, чем в топливе, не содержащем летучих.

Сделаем соответствующий расчет для топлива, органическая масса которого содержит 20% летучих, с объемным весом их $\gamma_0 = 0.5 \text{ кг/нм}^3$ и теплотворной способностью $Q_H = 4000 \text{ ккал/нм}^3$:

В 1 кг органической массы содержится г	Получается продуктов горения		Расходуется воздуха	
	молей	литров	молей	литров
а) Расчет при неполном горении				
С—800 Летучих—200	CO—66.7 +N ₂	{ 1490 400 2810 <u>4700</u>	O ₂ —33.35 N ₂ —33.35 × × 3.76 = 125.4	748 2810 <u>3558</u>
б) Расчет при полном горении				
С—800 Летучих—200	CO ₂ —66.7 Дыма от сгорания летучих +N ₂	1490 400 × 4 × 1.22 = = 1950 * 5620 <u>9060</u>	O ₂ —66.7 N ₂ —66.7 × × 3.76 = 250.8 Воздух для сжигания летучих	1496 8 5620 400 × 4 × 1.03 = = 1650 * <u>8766</u>
При избытке воздуха в 50%		13443		13149
" " " " 100%		17826		17532

* Расчет сделан по табл. 51 для коксовального газа.

Для битуминозного топлива с 20% летучих отношение сопротивлений по сравнению с топкой с обычной колосниковой решеткой будет:
по воздуху

$$\text{от } \left(\frac{3558}{13149} \right)^2 = 0.075 \text{ до } \left(\frac{3558}{17532} \right)^2 = 0.041;$$

по продуктам горения

$$\text{от } \left(\frac{4700}{13443} \right)^2 = 0.122 \text{ до } \left(\frac{4700}{17826} \right)^2 = 0.07.$$

Для топлива с содержанием летучих в 40% соответствующие расчеты будут:

В 1 кг органической массы содержится г	Получается продуктов горения		Расходуется воздуха	
	молей	литров	молей	литров
а) При неполном горении				
С—600 Летучих—400	СО—50 +N ₂	{ 1120 800 2055 <hr/> 3975	O ₂ —25 N ₂ —25×3.67= =91.8	560 <hr/> 2055 <hr/> 2615
б) При полном горении				
С—600 Летучих—400	СО ₂ —50 Дыма от сгорания летучих +N ₂	{ 1120 800×4×1.22= =3900 4110 <hr/> 9130	O ₂ —50 N ₂ —50×3.67= =183 Воздух для сжигания летучих	560 4110 800×4×1.03= =3250 <hr/> 7920
При избытке воздуха в 50%		13 090		11 880
" " " " 100%		17 050		15 840

В этом случае отношение сопротивлений в слое топлива в полу-газовой топке и на колосниковой решетке обыкновенной топке будет: по воздуху

$$\text{от } \left(\frac{2615}{11\ 880}\right)^2 = 0.049 \text{ до } \left(\frac{2615}{15\ 840}\right)^2 = 0.027;$$

по продуктам горения

$$\text{от } \left(\frac{3975}{13\ 090}\right)^2 = 0.092 \text{ до } \left(\frac{3975}{17\ 050}\right)^2 = 0.055.$$

Таким образом, сопротивление слоя в полугазовых топках (на единицу толщины слоя) будем тем меньше, чем больше летучих содержит топливо. Принимая во внимание, что в полугазовых топках в слое топлива содержание СО₂ бывает несколько выше, чем в генераторном газе, полученные нами отношения следует несколько увеличить за счет увеличения N₂ в продуктах горения.

В виду того, что воздух, пройдя колосниковую решетку, очень скоро расходует свой кислород и дальше идут уже продукты горения, отношение сопротивлений следует считать по продуктам горения.

Примем за счет увеличения N₂ в продуктах горения, при образовании в слое топлива некоторого количества СО₂, некоторый запас в полученных нами отношениях — около 20%.

Тогда получим следующие коэффициенты (табл. 87), на которые надо помножить цифры табл. 86, чтобы получить сопротивление слоя полугазовой топки:

Таблица 87

Переводные коэффициенты для получения сопротивлений в 1 м слоя полугазовой топки (из цифр табл. 86)

Летучих в топливе, в %	0	20	40
Переводной коэффициент:			
при избытке воздуха в 50%	0.2	0.15	0.11
" " " " 100%	0.1	0.08	0.07

3. ПЛАМЕННОЕ ПРОСТРАНСТВО

В пламенном пространстве над колосниковой решеткой или на дальнейшем пути пламени должны завершаться реакции горения. В слое топлива, на решетке, горение идет неравномерно: в тех участках, где сопротивление меньше, воздух проходит быстрее, и над такими участками выделяются продукты горения с большим избытком кислорода. На участках с большим сопротивлением слоя газы будут проходить очень медленно и будут содержать продукты неполного горения и разложения: CO, H₂, углеводороды.

Таблица 88

Напряженность пламенного пространства	
Характер топки и род топлива	Ккал/м ³ ·час
Колосниковые решетки	
Дрова и торф	300 000—400 000
Фрезерный торф (наклонные решетки)	300 000—350 000
Неспекающиеся каменные угли:	
летучих 40—50%	230 000
" 40%	330 000
" 20%	450 000
Тощие угли и антрациты, летучих 3—15%	
Подмосковный уголь	350 000
Сланцы	220 000
Опилки	90 000—200 000
Пылеугольные топки	
Антрацитовая пыль	150 000—200 000
Каменноугольная пыль	100 000—150 000
Турбулентные форсунки	300 000—400 000
Топки со взвешенным сжижением	300 000—400 000
Газовые топки	200 000—350 000
Доменный газ, при содержании пыли более 0.1 г на 1 м ³	88 000—105 000
Хорошо очищенный доменный газ	150 000—175 000
Жидкое топливо	250 000—500 000

ность в пламенном пространстве, приспособления для перемешивания и завершения реакции горения.

Вообще следует заметить, что лучше брать низкие нормы напряженности, чем слишком высокие. Чем дольше газы остаются в пламенном пространстве, тем больше гарантий, что реакции горения дойдут до конца.

Хейлигенштедт (1937) дает формулу определения объема камеры сгорания при отоплении газом для случаев, когда пламя не соприкасается с холодными поверхностями:

$$R_v = \frac{Q}{k} \rho, \quad (188)$$

где R_v — объем камеры сгорания, в м³;

Q — количество тепла, подаваемое камерой сгорания при полном горении, в 1 час;

Пламенное пространство должно быть достаточно велико, чтобы газы, содержащие избыток кислорода, имели время смешаться с газами, содержащими продукты неполного горения, и чтобы реакция горения успела завершиться. Для этого надо, чтобы „напряженность“ пламенного пространства, т. е. количество калорий, приходящееся в 1 час на 1 м³ пламенного пространства, не превосходило известных норм.

На основании многочисленных наблюдений принимаются следующие практические нормы (табл. 88).

Для одного и того же топлива и характера сжигания большие цифры принимаются в том случае, когда имеются условия, способствующие скорости горения: отсутствие холодных поверхностей, более высокая температура горения, усиленная турбулент-

k — характеристика горелки, именно:

- Если горелка представляет собой два рядом расположенных окна — одно для газа, другое для воздуха — с очень малым наклоном потоков друг к другу $k = 1.5-2$
- При более сильном наклоне $k = 2.5$
- При применении перемешивающих насадок — при чередовании воздушных и газовых окон $k = 3.5$
- Сопловые горелки со слабой завихренностью газов $k = 3-4$
- Горелки с сильной завихренностью $k = 4-6$
- Горелки с предварительным смешением газа и воздуха $k = 8-10$

ρ — коэффициент объема, зависящий:

а) от степени полноты сгорания α , которое должно быть достигнуто в камере; α — отношение между количеством действительно подаваемого камерой сгорания тепла и количеством, которое выделялось бы при полном сгорании;

б) от „степени подогрева“ газа и воздуха r , если они поступают в камеру сгорания предварительно подогретыми; под r понимается отношение между физическим теплосодержанием нагретого газа и воздуха и теплотой реакции горения.

Степень полноты сгорания дана в табл. 89 (Хейлигенштедт, 1937, стр. 61).

Таблица 89

Степень полноты сгорания α в зависимости от характеристики горелки и длительности горения t

Время в секундах	Характеристика горелки k									
	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	5.0	6.0	8.0	10.0
0.05	0.072	0.095	0.117	0.139	0.160	0.181	0.221	0.259	0.330	0.393
0.10	0.139	0.181	0.221	0.259	0.295	0.330	0.393	0.451	0.551	0.632
0.15	0.201	0.259	0.312	0.362	0.408	0.451	0.528	0.593	0.699	0.777
0.20	0.259	0.330	0.393	0.451	0.503	0.551	0.632	0.699	0.798	0.865
0.25	0.312	0.393	0.465	0.528	0.583	0.632	0.713	0.777	0.865	0.918
0.30	0.362	0.451	0.528	0.593	0.650	0.699	0.777	0.835	0.909	0.950
0.35	0.408	0.503	0.583	0.650	0.706	0.753	0.826	0.877	0.939	0.970
0.40	0.451	0.551	0.632	0.699	0.753	0.798	0.865	0.909	0.959	0.982
0.45	0.491	0.593	0.675	0.740	0.793	0.835	0.894	0.933	0.973	0.989
0.50	0.528	0.632	0.713	0.777	0.826	0.865	0.918	0.950	0.982	0.993
0.60	0.593	0.699	0.777	0.835	0.877	0.909	0.950	0.975	0.992	0.997
0.70	0.660	0.753	0.826	0.877	0.913	0.939	0.970	0.985	0.996	0.999
0.80	0.699	0.798	0.865	0.909	0.939	0.959	0.982	0.992	0.998	1.000
0.90	0.740	0.835	0.894	0.933	0.957	0.973	0.989	0.996	0.999	1.000
1.00	0.777	0.865	0.918	0.950	0.970	0.982	0.993	0.997	1.000	1.000

В табл. 90 дан коэффициент ρ (Хейлигенштедт, 1937, стр. 65, 66).

Таблица 90

Величина коэффициента ρ

Степень полноты сгорания α	Степень подогрева r					
	0.0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0

Для генераторного и доменного газа ρ

0.50	0.8	1.2	1.6	1.9	2.8	2.6
0.60	1.2	1.7	2.2	2.7	3.2	3.7
0.70	1.9	2.5	3.1	3.8	4.4	5.1
0.80	2.9	3.7	4.6	5.4	6.3	7.2
0.85	3.6	4.6	5.7	6.7	7.7	8.7
0.90	4.8	6.0	7.2	8.5	9.7	11.0

Продолжение табл. 90

Степень полноты сгорания α	Степень подогрева γ					
	0.0	0.2	0.4	0.6	0.8	1.0

Для коксовального газа ρ

0.50	0.8	1.1	1.5	1.9	—	—
0.60	1.2	1.1	2.1	2.6	—	—
0.70	1.8	2.4	3.0	3.7	—	—
0.80	2.7	3.6	4.4	5.3	—	—
0.85	3.4	4.5	5.5	6.5	—	—
0.90	4.5	5.8	7.0	8.5	—	—

Следует заметить, что Хейлигенштедт под „камерой сгорания“ понимает головную часть печей, где помещаются горелки; пламя из этой камеры сгорания переходит в часть печи с очень высокой температурой, где реакции горения, если они не завершены, протекают дольше. Объемы, вычисленные по формуле Хейлигенштедта (188), значительно меньше тех, которые получаются по нормам табл. 88.

Вспомогательные устройства для завихрений в пламенном пространстве

Чем интенсивнее перемешивание газов в пламенном пространстве, тем быстрее идут реакции горения, тем выше температура пламени

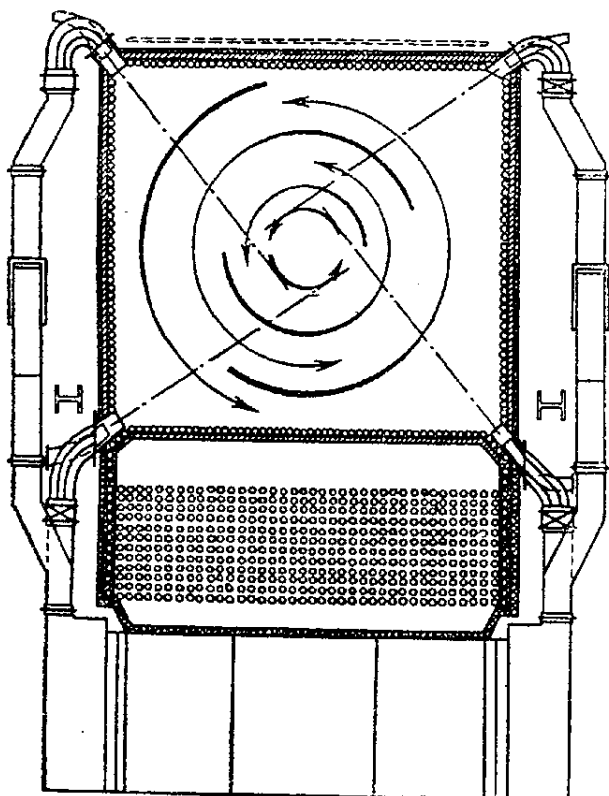


Рис. 105. Турбулентное сжигание доменного газа.

и теплопередача, тем меньше продуктов неполного горения уходит в дымовую трубу. Для усиления перемешивания и завихрений на пути движения пламени рационально ставить дополнительные горелки, которые действуют сжатым воздухом и дают струю большой скорости, перемешивающую поток пламени. В том случае, когда в горячей части печи желательно иметь восстановительную атмосферу, а далее по пути пламени в более холодной части атмосфера газов может быть и окислительной,¹ следует ставить в своде и в стенах печи ряд сопел, подающих тонкими струями сжатый воздух. Этим достигается дожигание продуктов неполного горения, некоторый подъем и выравнивание температур по высоте печи и по дальнейшему ходу пламени.

Большое значение имеет расположение горелок. Очень хорошие результаты получаются при расположении газовых или пылеугольных горелок по четырем углам камеры горения, так, чтобы оси горелок были направлены по касательной к некоторому кругу в середине

¹ Например, в нагревательных печах для слитков (см. Шак, 1932, стр. 35).

пламенного пространства (рис. 105). Такое расположение горелок чрезвычайно облегчило сжигание бедного доменного газа; без создания сильного перемешивания и завихренности сжигание доменного газа в камерах с холодными стенками представляет трудность; с вихревым же расположением, согласно рис. 105, легко проходит сжигание его в топке парового котла, экранизированной по стенам кипятельными трубками.

4. ОКНО ДЛЯ СМЕШЕНИЯ ПРОДУКТОВ ГОРЕНИЯ

Одним из способов достигнуть полного смешения топочных газов является пропускание их после камеры сгорания через окно. Окно стягивает газ из разных слоев пламенного пространства; при прохождении через него происходят завихрения, способствующие тесному перемешиванию. Чем уже окно и чем больше скорость прохождения через него, тем лучше перемешивание.

Сопротивление окна рассчитывается, как сопротивление диафрагмы.

5. РЕШЕТКА ДЛЯ УСКОРЕНИЯ ЗАВЕРШЕНИЯ ГОРЕНИЯ

Раскаленные керамические поверхности каталитически ускоряют реакции горения. Поэтому для ускорения завершения горения на пути пламенных газов полезно помещать решетку из огнеупорного материала.

Сопротивление решетки определяется, как сопротивление диафрагмы, у которой f равно сумме сечения всех отверстий и F — полному сечению того канала или того пространства, в котором решетка поставлена.

6. БОРОВА

Дымовые борова — от печи до дымовой трубы — делаются такого размера, чтобы в них не было очень большой потери напора. Скорость дыма в боровах обычно принимается от 3 до 6 м/сек. Помимо сопротивления, при назначении размеров борова могут быть приняты во внимание и другие обстоятельства. Например, важно, чтобы боров был доступен для осмотра; для этого сечение его должно быть такое, чтобы по борову мог пробраться человек, и в случае надобности можно было бы произвести чистку и ремонт. В тех случаях, когда боров принимает продукты горения нескольких одинаковых секций сложной печной системы, которые должны действовать одинаково (например, ряд печей коксовой батареи), боров должен обладать большим сечением, быть, так сказать, сборной камерой для приема дыма из отдельных частей системы, и на протяжении этой камеры должна быть возможна меньшая разница давлений. Чем меньше разница давлений по длине борова, тем равномернее будут действовать отдельные части, соединяющиеся с боровом на пути его. Это вытекает из того, что уже было сказано о выравнивающем действии сопротивлений. Иногда, когда в боров впадает много частей, которые должны действовать равномерно, боров делают постепенно увеличивающегося сечения; благодаря этому уменьшается разница скоростей в начале и в конце борова, уменьшается разница давлений, нарушающая равномерность действия отдельных частей печной системы.

7. РАСПОЛАГАЕМЫЙ НАПОР (ЕСТЕСТВЕННАЯ И ИСКУССТВЕННАЯ ТЯГА)

Сопротивления, испытываемые газами при следовании по печной системе, преодолеваются „располагаемым напором“, создаваемым или дымовой трубой („естественная тяга“), или механическими приспособлениями (дымососы, эксгаустеры и т. п. — „искусственная тяга“).

Естественная тяга создается дымовой трубой и частями печной системы, заполненными горячими газами. Чем больше вертикальные размеры этих частей, тем в большей степени они участвуют в создании располагаемого напора. В некоторых случаях располагаемый напор создается только напором данной части, без участия дымовой трубы. Таков, например, располагаемый напор, создаваемый регенераторами в печи Сименса со стороны подачи газа и воздуха: тяга дымовой трубы на эти регенераторы не распространяется, так как на уровне рабочих окон пламенного пространства давление равно атмосферному. Регенератор своим естественным напором „накачивает“ (по выражению Грум-Гржимайло) газ и воздух к месту горения.

Естественный напор может быть положительный или отрицательный. Положительным он будет тогда, когда проталкивает печные газы по направлению их движения, отрицательными — когда противодействует движению газов.

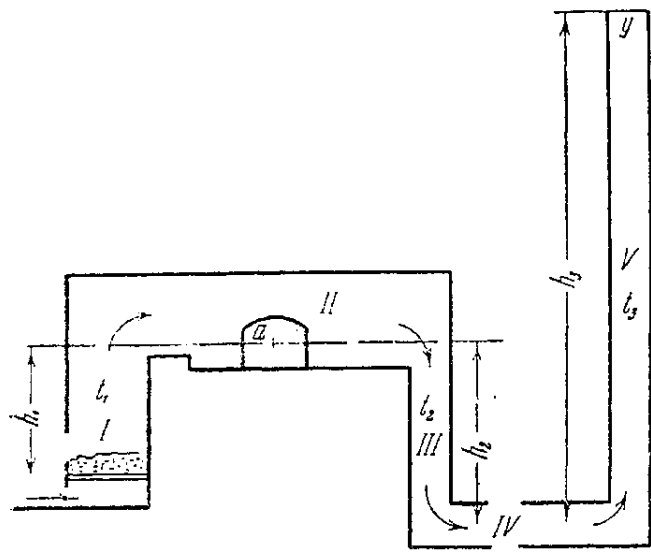


Рис. 106. Схема печной системы:

I—топка; II—рабочее пространство; III—нисходящий боров; IV—дымовой боров; V—дымовая труба; a—рабочее окно, y—устье трубы.

В той части печной системы, где горячие газы поднимаются вверх, напор (или „тяга“) будет положительным; при движении горячих газов вниз — отрицательным. Пример: регенераторы в печи Сименса со стороны дыма, при движении по ним горячих продуктов горения сверху вниз, дают отрицательный напор, или отрицательную тягу. Другой пример: в аппарате Каупера в период сжигания газа в шахте — напор положительный, в насадке — отрицательный; при пропуске дутья

наоборот: в шахте — отрицательный, а в насадке — положительный.

При естественной тяге дымовая труба, в совокупности с алгебраической суммой напоров прочих частей печной системы, должна дать с некоторым запасом тот напор, который необходим для преодоления всех сопротивлений.

Положим, мы имеем схему печной системы, изображенную на рис. 106. Со стороны топки естественный напор будет:

$$(\gamma^{\text{возд}} - \gamma_{t_1}^{\text{дым}}) \cdot h_1. \quad (189)$$

Если это печь, в которой на уровне рабочего окна поддерживается атмосферное давление (как, например, в металлургических печах), то топка только „накачивает пламя“ в рабочее пространство и не участвует в преодолении сопротивления от рабочего пространства до устья трубы *y*. Эту последнюю задачу выполняет совокупность нисходящего бора *III* и дымовой трубы *V*.

Положим, что сумма сопротивлений на пути движения газов будет $\sum \Delta p$ мм вод. ст.;

отрицательный напор, создаваемый нисходящим бором:

$$- p_{III} = - (\gamma^{\text{возд}} - \gamma_{t_2}^{\text{дым}}) \cdot h_2; \quad (190)$$

положительный напор дымовой трубы:

$$+ p_V = (\gamma^{\text{возд}} - \gamma_{t_3}^{\text{дым}}) \cdot h_3. \quad (191)$$

Тогда можно написать:

$$-p_{III} + p_V = \sum \Delta p \text{ мм вод ст.}, \quad (192)$$

откуда:

$$p_V = \sum \Delta p + p_{III} \text{ мм вод. ст.} \quad (193)$$

Вообще, если обозначить:

$\sum \Delta p$ — сумму всех сопротивлений в печной системе, которая берется с некоторым запасом;

$\sum p_{\text{печь}}$ — алгебраическую сумму положительных и отрицательных напоров в частях печной системы, кроме дымовой трубы;

$p_{\text{д. тр}}$ — напор дымовой трубы,

то можно написать равенство:

$$\sum p_{\text{печь}} + p_{\text{д. тр}} = \sum \Delta p, \quad (194)$$

откуда:

$$p_{\text{д. тр}} = \sum \Delta p - \sum p_{\text{печь}}. \quad (195)$$

Высота дымовой трубы вычисляется из выражения:

$$p_{\text{д. тр}} = (\gamma^{\text{возд}} - \gamma_{\text{д. тр}}^{\text{дым}}) \cdot h_{\text{д. тр}}, \quad (196)$$

$$h_{\text{д. тр}} = \frac{p_{\text{д. тр}}}{\gamma^{\text{возд}} - \gamma_{\text{д. тр}}^{\text{дым}}}. \quad (197)$$

Для облегчения расчетов располагаемых напоров нами построен график (рис. 107). Левое поле на нем служит для нахождения естественного напора на 1 м высоты при движении по печной системе дыма или газов разного объемного веса при разных температурах; правое поле — для нахождения высоты дымовой трубы.

При определении напоров по этому графику на левом поле берут точку пересечения температуры в данном участке печной системы с объемным весом дыма (или другого газа, если рассчитывается естественный напор другого газа), и эта точка проектируется вправо на шкалу давлений в миллиметрах водяного столба. Получается напор на 1 м высоты. От этой точки на шкале надо идти вправо вверх по косым линиям до пересечения с вертикальной линией, соответствующей высоте данного участка печи. Проектируя эту точку влево на шкалу напоров, получаем естественный напор данного участка — положительный или отрицательный, в зависимости от того, вверх или вниз идут в данном участке горячие газы.

Сложением полученных напоров получаем $\sum p_{\text{печь}}$; по формуле (195) определяем $p_{\text{д. тр}}$.

Чтобы определить высоту дымовой трубы, на левом поле определяем по температуре в трубе и γ_0 дыма естественный напор на 1 м высоты трубы. Высоту трубы определяем или делением $p_{\text{д. тр}}$ на эту величину, или по правому полю графика: на шкале напоров берем две точки — общий напор трубы $p_{\text{д. тр}}$ и напор на 1 м высоты; от первой точки проводим горизонтальную линию вправо, от второй — наклонную по косым линиям вправо вверх; положение точки пересечения между вертикальными линиями дает высоту трубы, отсчитываемую по горизонтальной шкале под правым полем.

В величину $\sum \Delta p$ не входит сопротивление дымовой трубы; сопротивление ее при обычных небольших скоростях в трубах (около 3 м/сек) очень невелико и занимает малую долю того запаса в 20—30%, кото-

рый следует давать при подсчете сопротивлений в печи. В особых случаях, когда сопротивление трубы может быть относительно значительными, по этому сопротивлению дают добавочную высоту трубы.

Есть некоторый минимальный предел скорости движения дыма в трубе. При очень малой скорости выхода газов из верхнего отверстия (устья) трубы холодный воздух опрокидывается в трубу, смешивается с дымом и уменьшает тягу. Чтобы не было такого опрокидывания, скорость вылета дыма из трубы должна быть не менее 2 м/сек.

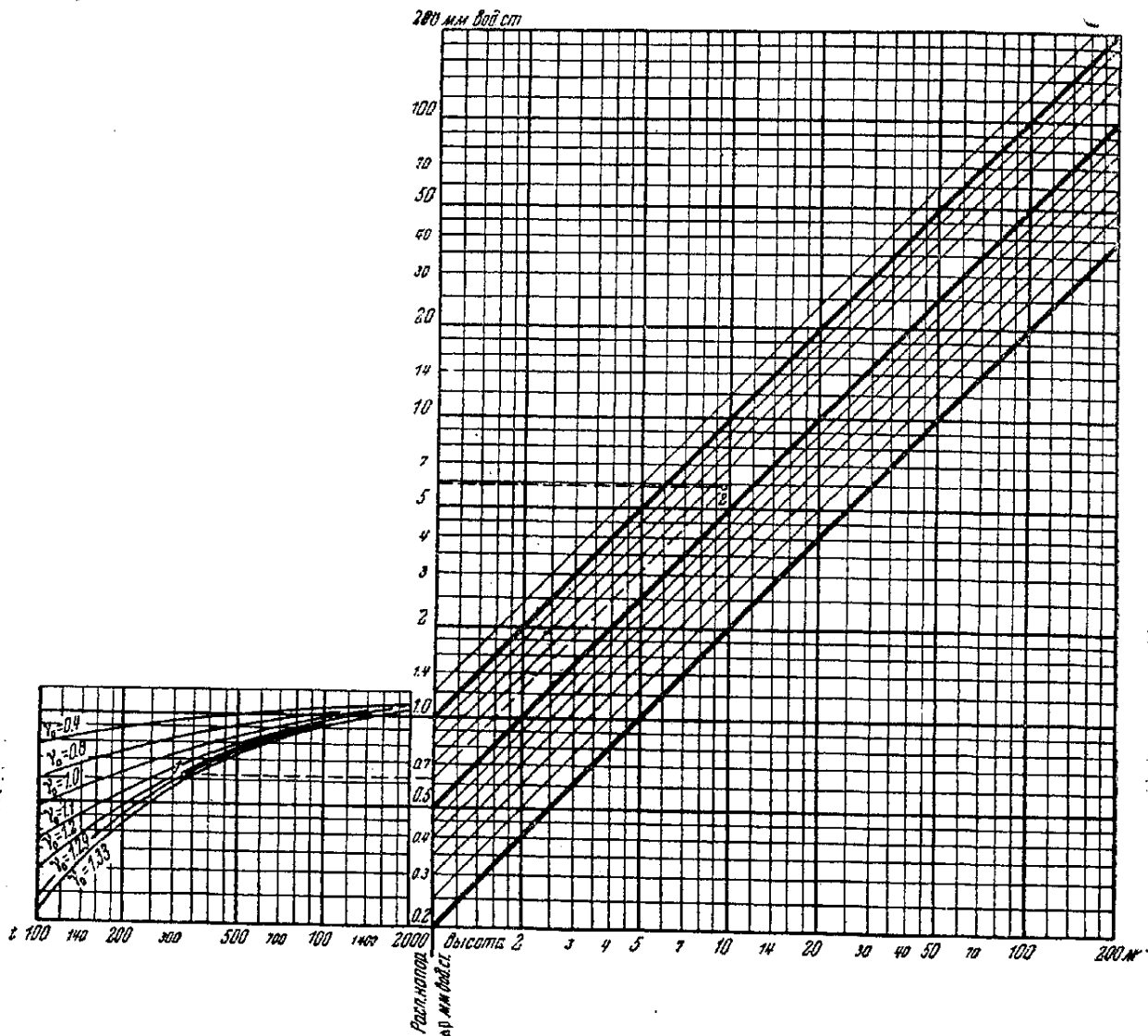


Рис. 107. График естественных напоров. Левое поле служит для определения естественного напора для 1 м высоты при данном объемном весе 1 м³ газа γ_0 и данной температуре его; правое поле — для определения напора при данной высоте или определения высоты дымовой трубы для получения требуемого естественного напора (тяги).

Механический эффект дымовой трубы. При продвижении горячих газов по дымовой трубе совершается некоторая механическая работа— A кгм. Работа эта равна произведению объема дымовых газов Q_t при температуре в трубе t на естественный напор, создаваемый трубой h :

$$A = h \cdot Q_t. \tag{181, 198}$$

Механическая мощность дымовой трубы (теоретическая, при к. п. д. = 100%) выразится:

$$N_{д. тр} = \frac{h \cdot Q_t}{75}, \tag{199}$$

где Q_t —объем дыма в 1 сек.

Иллюстрируем это на примере. Положим, имеется труба высотой в 50 м, пропускающая в 1 сек. 25 м³ дыма при $t = 300^\circ$.

По графику (рис. 107) напор („тяга“) этой трубы равняется 28 мм вод. ст.:

$$N_{\text{д. тр}} = \frac{28 \cdot 25}{75} = 9.33 \text{ л. с.}$$

Следовательно, если дымовую трубу заменить установкой искусственной тяги — эксгаустером или дымососом, то эта установка требует мощности:

$$N = \frac{N_{\text{д. тр}}}{\eta} = \frac{9.33}{\eta} \text{ л. с.}, \quad (200)$$

где η — к. п. д. установки.

Искусственная тяга

Для создания искусственного располагаемого напора применяются эксгаустеры (вентиляторы), непосредственно проталкивающие весь объем выделяемого печью дыма, или инжекционные устройства. Для создания инжекционной струи применяются или вентиляторы, отбирающие часть дыма и вдувающие его в виде инжекционной струи в канал трубы, или же другие инжекционные устройства — обычно паровые.

При пропускании всего дыма через эксгаустер к. п. д., в зависимости от величины установки, можно принять от 0.4 до 0.6.

Инжекционные установки отличаются очень небольшими к. п. д. (см. рис. 104).

Искусственную тягу ставить выгодно там, где температура отходящего дыма невысока, где, следовательно, с одной стороны, для создания требуемого напора необходимо было бы построить очень высокую дорого стоящую трубу, с другой — где низкая температура дает небольшой объем дымовых газов и таким образом уменьшает необходимую мощность [формулы (179), (180), (181)]. Применение искусственной тяги является наиболее подходящим в современных больших паровых котлах. Высота котельной топки с господствующей здесь высокой температурой и высота самого котла создают уже значительный естественный напор, так что искусственная установка должна дать лишь некоторый добавочный напор. Кроме того, в современных котлах с использованием в них отходящего тепла (подогревом воды, воздуха) температура отходящего дыма невысока, что, при прочих равных условиях, потребовало бы очень высоких труб. При этих условиях замена очень дорого стоящих больших кирпичных дымовых труб легкими установками искусственной тяги над зданием котельной делает выгодным применение даже самой дорогой эжекции — пароструйной.

8. РЕКУПЕРАТОРЫ

Рекуператоры (или теплообменники) служат для использования отходящего в дымовых газах тепла на нагревание воздуха или газа; в печах обычно нагревается этим путем воздух для горения, реже — газ.

По своей конструкции рекуператоры можно разделить на два основных типа. Первый тип представляет собой совокупность каналов; по одним из них проходят горячие продукты горения, по другим — воздух (реже — нагреваемый газ); теплообмен совершается через разделительные стенки между каналами. Другой тип рекуператоров представляет собой камеру, в которой размещены трубы; по камере проходит нагреваемый воздух, по трубам — горячие продукты горения, или наоборот.

Направление дыма и воздуха может быть или противоположное (противоток) или параллельное в одну сторону; оно может быть перекрещивающимся, когда одни каналы (для дыма) проходят между другими каналами (для нагреваемого воздуха или газа) в перпендикулярном направлении; перекрещивающимся оно будет также в случае камеры, заполненной трубами, если поток газов в камере идет не вдоль пучка труб, а поперек его.

Бывают смешанные конструкции, когда при перекрещивающемся направлении пучки каналов или камера разбиваются на секции и эти секции расположены или в порядке противотока, или в порядке параллельного потока (рис. 108, 109).

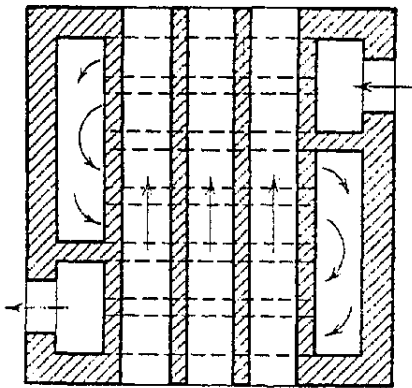


Рис. 108. Рекуператор с перекрещивающимися каналами.

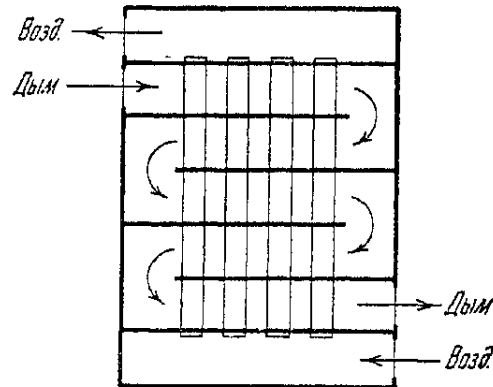


Рис. 109. Схема трубчатого рекуператора с пятью оборотами дыма.

Принцип расчета рекуператора поκειται на том, что, зная разницу температур между нагреваемой и нагревающей средой и количество тепла, которое должно быть передано нагреваемой среде, определяют на основании коэффициента теплопрохождения требуемую поверхность труб или каналов рекуператора; по требуемой поверхности находят конструкцию рекуператора: сечения и длины каналов или труб и их расположение.

Для расчета рекуператора надо иметь исходные данные:

объем нагреваемого воздуха (или газа) и температуру нагрева его;
объем и температуру входящего к рекуператору дыма;
внешние теплопотери рекуператора;

объем воздуха, просачивающегося через неплотности в каналах или трубах рекуператора и уходящего в дымовые каналы.

На основании этих исходных данных определяются количества поступающего в рекуператор и расходуемого рекуператором тепла, теплосодержание и температура уходящего из рекуператора дыма, средняя температура дыма и воздуха (или нагреваемого газа) при прохождении через рекуператор, разница средних температур между ними. Опираясь на полученные цифры, определяют размеры элементов конструкции рекуператора.

Покажем на примере ход расчета рекуператора.

З а д а н и е. Рассчитать рекуператор для печи по следующим основным данным.

- Расход тепла на технологический процесс 2 000 000 ккал/час; {1}
- теплопотери в рабочем пространстве (внешние теплопотери печи, потери через окна и неплотности, но без тепла, уносимого отходящим дымом) 1 000 000 ккал/час; {2}
- температура нагрева воздуха 400°; {3}
- температура поступающего в рекуператор воздуха 0°; {4}
- топка полугазовая, на каменном угле с 40% летучих; {5}

избыток воздуха по отношению к общему теоретическому 10%; {6}
 температура отходящего дыма 800°; {7}
 присос воздуха на пути от топки до рекуператора 40% от
 объема дыма. {8}

Расчет сделаем для двух случаев: для рекуператора газонепроницаемого — металлического и для газопроницаемого — керамического.

Металлический рекуператор

В полугазовой топке нагревается только вторичный воздух. Рассчитаем объем его в нашем случае.

Согласно тому, что было сказано о полугазовых топках (глава VI, стр. 165), теоретический расход вторичного воздуха составляет при 40% летучих:

$$\frac{7920 - 2615}{7920} \cdot 100 = 67\% \quad \{9\}$$

от общего теоретического расхода воздуха.

Общий теоретический расход воздуха суммарно — и первичного и вторичного — и объем дыма одинаковы с расходом воздуха и объемом дыма в простой топке; по табл. 51 расход воздуха равняется 1.13 нм³ на 1000 ккал; 10% избытка воздуха составляет:

$$1.13 \times 0.1 = 0.113 \approx 0.12 \text{ нм}^3. \quad \{10\}$$

Объем вторичного воздуха при этом избытке равнялся бы:

$$1.13 \times 0.67 + 0.12 = 0.76 + 0.12 = 0.88 \text{ нм}^3; \quad \{11\}$$

соответствующий объем дыма равнялся бы:

$$1.21 + 0.12 = 1.33 \text{ нм}^3. \quad \{12\}$$

Такие объемы были бы, если бы не было притока тепла от подогрева воздуха и потери тепла с отходящим дымом.

По ф-ле (121) подогрев воздуха уменьшает расход воздуха в печи на фактор:

$$\frac{1000}{1000 + B_{1000} T_t^B}$$

В нашем случае (см. {11}):

$$B_{1000}^{\text{втор}} = 0.88 \text{ нм}^3;$$

$$T_{400}^B \text{ (по табл. 23 и LIII)} = 123.2; \quad \{13\}$$

$$K_2 = \frac{1000}{1000 + 0.88 \times 123.2} = 0.901. \quad \{14\}$$

По ф-ле (118) потеря тепла с отходящим дымом увеличивает объем дыма на фактор:

$$\frac{1000}{1000 - D_{1000} T_t^D}$$

В нашем случае (см. {12}):

$$D_{1000} = 1.33 \text{ нм}^3;$$

$$T_{800}^D \text{ (по табл. XXXIII)} = 272.3 \text{ ккал/нм}^3; \quad \{15\}$$

$$K_1 = \frac{1000}{1000 - 1.33 \times 272.3} = 1.6. \quad \{16\}$$

Общий фактор изменения расхода воздуха и объема дыма, благодаря подогреву воздуха и потере тепла с отходящим дымом, по ф-ле (124):

$$K = 1.6 \times 0.901 = 1.44. \quad \{17\}$$

Объем воздуха на каждую 1000 ккал, расходуемую в печи (расход на технологический процесс, на теплопотери через ограждения печи, через окна, неплотности и т. п., но без потерь с отходящим дымом, см. {11}, {17}), по ф-ле (105):

$$V_{1000}^{\text{раб. пр. втор}} = 1.44 \times 0.88 = 1.29 \text{ нм}^3; \quad \{18\}$$

соответствующий объем дыма (см. {12}, {17}):

$$D_{1000}^{\text{раб. пр.}} = 1.44 \times 1.33 = 1.93 \text{ нм}^3. \quad \{19\}$$

Общий расход тепла (без потерь с отходящим дымом) в нашем случае равняется:

$$2\,000\,000 + 1\,000\,000 = 3\,000\,000 \text{ ккал/час};$$

общий расход вторичного воздуха (подогреваемого в рекуператоре, см. {18}):

$$1.29 \cdot \frac{3\,000\,000}{1000} = 3890 \text{ нм}^3/\text{час} = 1.08 \text{ нм}^3/\text{сек}. \quad \{20\}$$

Дым в нашем случае проходит к рекуператору с присосом воздуха, равным 40% от первоначального объема дыма (см. {8}); следовательно, общий объем дыма (см. {19}), приходящего к рекуператору, равняется

$$1.93 \cdot \frac{3\,000\,000}{1000} \cdot 1.40 = 8130 \text{ нм}^3/\text{час} = 2.26 \text{ нм}^3/\text{сек}. \quad \{21\}$$

Расход тепла на нагревание воздуха в рекуператоре (см. {20}):

$$T_{400}^{\text{в}} \cdot 3890 = 123.2 \times 3890 = 480\,000 \text{ ккал/час} = 133 \text{ ккал/сек}. \quad \{22\}$$

Кроме расхода тепла на нагревание воздуха, рекуператор теряет тепло также на внешние теплопотери через ограждения рекуператора. Эти теплопотери зависят от конструкции самого рекуператора и от конструкции ограждения его — от теплопроводности стен камеры, от того, где рекуператор помещен — в самом ли теле печи, в камере ли вне печи, над или под уровнем почвы, на пути дымового борова. Чем компактнее рекуператор, чем меньше поверхность внешних ограждений его камеры, тем, при прочих равных условиях, меньше внешние теплопотери. Металлические рекуператоры значительно компактнее керамических.

При первом подсчете принимается некоторый вероятный процент внешних теплопотерь; при дальнейшем уточнении, принимая во внимание определенные на основании первого подсчета размеры рекуператора, подсчитываются внешние теплопотери более точно.

При металлических рекуператорах, особенно при рекуператорах железных (или, в последнее время, из жароупорной стали), позволяющих применять трубы малых диаметров, внешние теплопотери невелики. Примем их, для нашего случая, в 5% от расхода на нагревание воздуха, т. е.

$$480\,000 \times 0.05 = 24\,000 \text{ ккал/час}; \quad \{23\}$$

общий расход тепла в рекуператоре:

$$480\,000 + 24\,000 = 504\,000 \text{ ккал/час.} \quad \{24\}$$

Далее следует определить температуру дыма, отходящего из рекуператора; для этого надо общее теплосодержание отходящего дыма разделить на объем его и узнать таким образом теплосодержание 1 м^3 его, T_f^d ; далее, по проценту избытка воздуха в нем, надо, по табл. XXXIII, определить температуру отходящего из рекуператора дыма. Зная температуру входящего и выходящего дыма, входящего и выходящего воздуха, определяем среднюю разницу температур дыма и воздуха — величину, необходимую для дальнейшего расчета.

Общее теплосодержание поступающего дыма равняется (см. табл. XXXIII и {21}):

$$271 \times 8130 = 2\,200\,000 \text{ ккал/час.} \quad \{25\}$$

Общее теплосодержание дыма, уходящего из рекуператора (см. {25}, {24}):

$$2\,200\,000 - 504\,000 = 1\,700\,000 \text{ ккал/час.} \quad \{26\}$$

Теплосодержание этого дыма на 1 м^3 (см. {26}, {21}):

$$T_f^d = 1\,700\,000 : 8130 = 210 \text{ ккал/м}^3. \quad \{27\}$$

Дым, поступающий в рекуператор и уходящий из него, содержит избыток воздуха (см. {6}, {8} и {17}):

теоретический расход воздуха, по табл. 51; $V_{1000} \times 1.13 \text{ м}^3$; {28}

избыток воздуха в топке (на 1000 ккал): $1.44 \times 1.13 \times 0.10 =$

$= 0.16 \text{ м}^3$; {29}

присос воздуха в печи (на 1000 ккал; см. {19}): $1.93 \times 0.40 = 0.77 \text{ м}^3$ {30}

Всего воздуха в дыме, поступающего в рекуператор, — 0.93 м^3 , {31}

Это составляет процент избытка по сравнению с теоретическим расходом воздуха:

$$0.93 : [1.44 \times 1.13] = 57\% \quad \{32\}$$

По табл. XXXIII этому теплосодержанию 210 ккал/ м^3 (см. {27}) соответствует температура дыма:

$$t = 630^\circ. \quad \{33\}$$

Следовательно, дым, проходя через рекуператор, снижает свою температуру с 800 до 630°.

Исходя из этих цифр, мы подходим к расчетной разнице температур нагреваемого воздуха и дыма.

Если считать по среднеарифметической, то разница будет:

$$\Delta t_{\text{арифм}} = \frac{800 + 630}{2} - \frac{400}{2} = 515^\circ. \quad \{34\}$$

Определение среднего перепада температур на основании разницы среднеарифметических достаточно точно тогда, когда снижение температуры теплоотдающей среды и повышение температуры теплопринимающей среды относительно невелики. В тех случаях, когда снижение и повышение температур велики, более правильным будет определение среднелогарифмической разницы температур.

Если обозначим:

t_1 и t_2 — начальную и конечную температуры теплоотдающей среды (температуру дыма при вхождении в рекуператор и при выходе из него);

$t'_1 - t'_2$ — начальную и конечную температуры тепловоспринимающей среды (температуру воздуха при вхождении в рекуператор и при выходе из него), то среднелогарифмическая разница температур выразится формулами:

а) для противотока:

$$\Delta t_{\text{прот}} = \frac{(t_1 - t_2) - (t'_2 - t'_1)}{2.303 \lg \frac{t_1 - t'_2}{t_2 - t'_1}}; \quad (201)$$

б) для прямотока

$$\Delta t_{\text{прям}} = \frac{(t_1 - t'_1) - (t_2 - t'_2)}{2.303 \lg \frac{t_1 - t'_1}{t_2 - t'_2}}. \quad (202)$$

В нашем примере, если примем противоток, среднелогарифмическая разница будет:

$$\Delta t_{\text{прот}} = \frac{(800 - 400) - (630 - 0)}{2.303 \lg \frac{800 - 400}{630 - 0}} = \frac{-230}{2.303 (-0.183)} = 510^\circ; \quad (35)$$

при прямотоке:

$$\Delta t_{\text{прям}} = \frac{(800 - 0) - (630 - 400)}{2.303 \lg \frac{800 - 0}{630 - 400}} = \frac{570}{2.303 \times 0.512} = 483^\circ. \quad (36)$$

Таким образом, при противотоке средняя разница температур несколько больше, теплообмен на единицу поверхности больше; противоток выгоднее.

Очень часто по конструктивным соображениям удобно применять перекрестный ток; при применении в рекуператоре труб, омываемых горячим отходящим дымом в направлении, перпендикулярном к трубам, мы имеем перекрестный ток: движение дыма перпендикулярно движению воздуха в трубах. При перекрестном токе принимается величина, средняя между среднелогарифмической при прямотоке, и среднелогарифмической при противотоке.

В нашем случае это составит:

$$\frac{\Delta t_{\text{прот}} + \Delta t_{\text{прям}}}{2} = \frac{510 + 483}{2} = 496.5^\circ. \quad (37)$$

Если трубчатый рекуператор с перекрестным током разбит на несколько секций, так что воздух переходит из более холодных секций в более горячие, то среднелогарифмическая разница температур приближается к $\Delta t_{\text{прот}}$ тем ближе, чем больше секций.

Определение размеров. Чем меньше берется диаметр трубок, тем компактнее получается рекуператор. Примем для нашего рекуператора трубки с внутренним диаметром в 25 мм {38}, с внешним—33 мм {39}; расстояние между трубками (просветы)—15 мм {40}; средняя скорость движения дыма в просветах $v_0 = 2$ м/сек {41}, что соответствует (см. {36})

$$v_{483} = 5.55 \text{ м/сек.}$$

Скорость движения воздуха в трубках примем $v_0 = 5$ м/сек {42} или $v_{200} = 8.58$ м/сек. Расположение труб для удобства чистки] коридорное (параллельное, не шахматное).

1. *Теплопередача.* Воздух теплопрозрачен, поэтому передача ему тепла от внутренних стенок трубок совершается только конвекцией. По ф-ле (21) коэффициент конвекции при движении внутри труб равняется (см. {42}):

$$\alpha_k = \frac{3 \cdot v_0^{0.8}}{\sqrt[4]{d}} = \frac{3 \cdot 5^{0.8}}{\sqrt[4]{0.025}} = 27.4. \quad \{43\}$$

Для дыма лучеиспускания в данном случае также не будем считать, так как величина лучеиспускания в малом слое весьма невелика. Принимаем только конвекцию по ф-ле (27) (см. {41}):

$$\alpha_k = 4.55 \cdot \frac{v_0^{0.654}}{d^{0.548}} \cdot 1.05 = 4.8 \frac{2^{0.654}}{0.033^{0.548}} = 24.6 \text{ ккал.} \quad \{44\}$$

Общий коэффициент теплопрохождения при толщине стенки трубы в 4 мм будет:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{27.4} + \frac{1}{24.6} + \frac{0.004}{30}} = 13 \text{ ккал.} \quad \{45\}$$

Средняя разность температур (см. {37}) 496.5°.

Среднее теплопрохождение через 1 м² расчетной поверхности труб:

$$K_{496.5} = 13 \times 496.5 = 6460 \text{ ккал/час.} \quad \{46\}$$

2. *Общая длина труб.* Расчетный диаметр труб равняется (см. {38}, {39}):

$$d_{\text{расч}} = \sqrt{25 \times 33} = 28.7 \text{ мм} = 0.0287 \text{ м.} \quad \{47\}$$

Число погонных метров труб (см. {22}, {46} и {47}):

$$\frac{480\,000}{6460 \cdot \pi \cdot 0.0287} = 825 \text{ м.} \quad \{48\}$$

3. *Число параллельных труб.* Объем нагреваемого воздуха равен 1.08 нм³/сек; скорость движения его $v_0 = 5$ м/сек.

Площадь внутреннего сечения одной трубы:

$$\frac{\pi \cdot 0.025^2}{4} = 0.00049 \text{ м}^2; \quad \{49\}$$

число параллельных труб:

$$\frac{1.08}{0.00049 \times 5} = 441 \text{ труба.} \quad \{50\}$$

4. *Длина каждой трубы* в рекуператоре (см. {48} и {50}):

$$825 : 441 = 1.87 \text{ м.} \quad \{51\}$$

5. *Число труб в одном ряду.* Площадь одного просвета между трубами равняется (см. {40}, {51})

$$0.015 \times 1.87 = 0.028 \text{ м}^2. \quad \{52\}$$

Объем проходящего в 1 сек. дыма (см. {21}) равен 2.26 нм³/сек. Скорость прохождения дыма составляет 2 м/сек. {41}.

Число просветов равняется (см. {21}, {52}, {41}):

$$n = \frac{2.26}{0.028 \times 2} = \sim 41 \text{ просвет.} \quad \{53\}$$

Число труб в ряду на единицу меньше, т. е. 40 труб. {54}

6. Число рядов труб равняется:

$$441:40 = 11 \text{ рядов.} \quad \{55\}$$

7. Пространство, занимаемое трубами:

Высота		1.87 м	
Ширина	$(0.033 + 0.015) \times 40 + 0.015 = 1.935$	м	
Длина	$(0.033 + 0.015) \times 11 - 0.015 = 0.513$	м	
	$\text{Объем} = 1.87 \times 1.935 \times 0.513 = 1.86$	м^3	{56}

При расчете рекуператора должно быть проделано несколько вариантов. Чем меньше диаметр трубок, чем больше скорости, чем меньше просветы между трубками, тем компактнее получается рекуператор, тем он дешевле: но в то же время чем больше расход энергии на продувание воздуха через него, тем сильнее должна быть тяга; при слишком узких прозорах (особенно при шахматном расположении) они могут засариваться, и очистка их может быть затруднительна. Из нескольких вариантов должен быть выбран наиболее выгодный экономически и удобный технически.

Керамический рекуператор. Главной особенностью керамического рекуператора по сравнению с металлическим является склонность керамики давать трещины при нагревании и переменах температуры. Поэтому в керамическом рекуператоре всегда есть некоторый просос нагреваемого воздуха (или газа) в дымовые каналы. Между каналами, через которые проходит нагреваемая среда, и каналами, по которым проходит дым, имеет место значительный перепад давления: дымовые находятся в конце пути топочных газов, близко от дымовой трубы, поэтому в них господствует отрицательное давление, близкое к величине тяги дымовой трубы; воздушные находятся в начале пути, и давление в них или близко к атмосферному давлению, или при нагнетании нагреваемой среды вентилятором превышает атмосферное. Благодаря значительному перепаду давления через всякую неплотность в стенках каналов происходит интенсивная утечка нагреваемой среды в дымовые каналы.

В результате этого явления мы имеем следующее. Во-первых, для того чтобы питать печь нужным объемом нагретого воздуха (или газа), надо подавать его в рекуператор с избытком, равным утечке в дымовые каналы; во-вторых, утекающий через неплотности в стенках воздух разбавляет дым, снижает его температуру, следовательно, снижает теплопередачу — тем сильнее, чем сильнее идет утечка; в-третьих, через неплотности воздух уходит нагретым; следовательно, сумма теплопередачи через стенки должна быть больше, чем при отсутствии утечки, и поверхность теплопередачи также должна быть больше.

Поэтому при расчете керамических рекуператоров эту утечку необходимо принимать во внимание. Величина этой утечки не является определенной величиной. Она зависит от трех факторов — от конструкции рекуператора, его состояния и от качества материала. В только что построенном, тщательно выполненном рекуператоре она может быть очень мала, но никогда не равна нулю. По мере эксплуатации рекуператора появляется все больше и больше неплотностей и трещин; вертикальные и наклонные трещины, как это свойственно керамике, растут. Вместе с этим увеличивается и утечка, которая может достигнуть огромной величины. По иностранным источникам, бывали случаи, когда при старых рекуператорах из подаваемого в рекуператор двойного, против теоретического, количества воздуха почти ничего не доходило до рабочего пространства (Хейлигенштедт, 1933). То же было констатировано при исследовании работы керами-

ческих рекуператоров, служащих для нагревания газа-теплоносителя в полукоксовальной установке Пинча: в одном, особенно неисправном рекуператоре почти весь нагреваемый газ-теплоноситель уходил в трубу.¹

Принимаемая при расчете рекуператора утечка может быть лишь условной. Величина допускаемой утечки должна определяться экономическим расчетом; в рекуператорах, нагревающих воздух, допустима более значительная утечка, чем в рекуператорах, нагревающих газ — теряющийся газ представляет потерю значительной ценности. Рекуператор, дающий с течением времени утечку, бóльшую того, что по экономическому расчету является допустимым, должен быть переложен заново.

В качестве примера рассчитаем керамический рекуператор для той же печи:

- общий расход тепла в печи 3 000 000 ккал/час {1, 2};
- температура нагрева воздуха (вторичного) от 0 до 400° {3};
- полугазовая топка, на каменном угле с 40% летучих {5};
- избыток воздуха 10% от теоретического {6};
- температура отходящего дыма 800° {7};
- присос воздуха от топки до рекуператора — 40% от объема дыма {8}.

Расчет сделаем для керамического трубчатого рекуператора. Если бы и дым, и воздух мы пустили без оборотов, каждый одним потоком, то рекуператор получился бы неудобной формы: очень узкий, высокий и длинный; поэтому некоторым отличием от предыдущего примера примем то, что дым, омывающий снаружи трубы, делает в рекуператоре несколько оборотов (см. рис. 109, стр. 174).

Примем в нашем случае 5 оборотов {57}; внешний диаметр труб 150 мм {58}; внутренний 110 мм {59}; толщина стенок 20 мм {60}; расчетный диаметр $\sqrt{150 \times 110} = 129$ мм {61}; расстояние между трубами (при коридорном расположении) 100 мм {62}; утечка воздуха через неплотности — 50% от подаваемого в печь нагретого воздуха {63}; скорость движения дыма и воздуха $v_0 = 1$ м/сек {64}.

В рекуператор поступает воздуха (см. {20}, {63}):

$$3890 + 1945 = 5835 \text{ нм}^3/\text{час}, \quad \{65\}$$

или

$$1.08 + 0.54 = 1.62 \text{ нм}^3/\text{сек}. \quad \{66\}$$

Из рекуператора выходит дыма: (см. {21}, {63})

$$8130 + 1945 = 10\,075 \text{ нм}^3/\text{час}, \quad \{67\}$$

или

$$2.26 + 0.54 = 2.80 \text{ нм}^3/\text{сек}. \quad \{68\}$$

Избыток воздуха в дыме на 1000 ккал:
при поступлении дыма в печь (см. {17}, {10})

$$1.44 \times 1.13 \times 0.1 = 0.16 \text{ нм}^3;$$

в печи (до рекуператора) присасывается воздуха 40% от объема дыма (см. {19}):

$$1.93 \times 0.40 = 0.77 \text{ нм}^3 \quad \{69\}$$

утечка — 50% по отношению к объему вторичного воздуха (см. {9}, {10}, {11}) — равна:

$$1.44 \times (1.13 \times 0.67 + 0.12) \times 0.50 = 0.63 \text{ нм}^3 \quad \{70\}$$

¹ По личному сообщению инж. Н. Д. Таланова.

Всего на 1000 ккал в дым поступает воздуха $0,16 + 0,77 + 0,63 = 1,56 \text{ нм}^3$. {71}

Теоретический объем дыма на 1000 ккал равняется $1,26 \text{ нм}^3$.

Избыток воздуха в дыме после рекуператора (см. {71}, {17}):

$$\frac{1,56}{1,44 \times 1,13} \times 100 = 96\%. \quad \{72\}$$

Теплосодержание дыма после рекуператора. Керамические рекуператоры, благодаря своим значительным по сравнению с металлическими размерам отличаются большими внешними теплопотерями. Для первого расчета можно принять их в 15% от тепла, заключающегося в подогревом вторичном воздухе. В нашем случае это составит: (см. {22}):

$$480\,000 \times 0,15 = 72\,000 \text{ ккал.} \quad \{73\}$$

Общее теплосодержание дыма после рекуператора будет:

$$2\,200\,000 - 480\,000 - 72\,000 = 1\,648\,000 \text{ ккал/час.} \quad \{74\}$$

Теплосодержание 1 нм^3 составляет (см. {67}):

$$T_1^d = 1\,648\,000 : 10\,275 = 166 \text{ ккал/нм}^3. \quad \{75\}$$

По табл. XXXIII это соответствует температуре $t = 506^\circ$. {76}

Среднелогарифмическая разность температур равняется:

$$\Delta t_{\text{ср}}^{\text{прот.}} = \frac{(800 - 400) - (506 - 0)}{2,303 \lg \frac{800 - 400}{506 - 0}} = \frac{-106}{2,303 \times (-0,102)} = 451^\circ. \quad \{77\}$$

Расчет рекуператора расположим в том же порядке, как и в предыдущем случае.

1. *Теплопередача.* Коэффициент конвекции для воздуха, протекающего внутри труб:

$$\alpha_k = \frac{3 \times 1^{0,8}}{\sqrt[4]{0,11}} = 5,2 \text{ ккал;} \quad \{78\}$$

для дыма, при поперечном омывании пучка труб:

$$\alpha_k = 4,55 \times \frac{1^{0,654}}{0,15^{0,346}} = 8,8 \text{ ккал.} \quad \{79\}$$

Кроме того, тепло от дыма передается трубам еще лучеиспусканием. Коэффициент лучеиспускания для нашего случая будет около 4 ккал; следовательно, для дыма имеем:

$$\alpha_k + \alpha_l = 8,8 + 4 = 12,8 \text{ ккал.} \quad \{80\}$$

Общий коэффициент теплопрохождения:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{5,2} + \frac{1}{12,8} + \frac{0,02}{0,8}} = 3,4 \text{ ккал.} \quad \{81\}$$

Средняя теплопередача через 1 м^2 расчетной поверхности труб (см. {77}, {81}):

$$K_{451^\circ} = 3,4 \times 451 = 1530 \text{ ккал/м}^2 \text{ час.} \quad \{82\}$$

2. *Общая длина труб.* В металлическом рекуператоре на нагревание воздуха расходуется столько тепла, сколько надо для нагревания вторичного воздуха, поступающего в печь. При керамическом рекуператоре нагревается и тот воздух, который через неплотности и

трещины уходит в дымовые газы. Утечка может происходить по всей длине труб, но нарушения плотности в горячей части рекуператора будут больше, чем в холодной. Поэтому средняя температура теряемого воздуха будет не среднеарифметической между температурами поступающего в рекуператор и уходящего из рекуператора воздуха, а выше; сообразно этому и теплосодержание просачивающегося воздуха будет близко к теплосодержанию нагретого, поступающего в печь воздуха, составляя около 80% его. {83}

Соответственно этому на нагревание просачивающегося воздуха расходуется (см. {65}, {13}, {83}):

$$1945 \times 123.2 \times 0.80 = 192\,000 \text{ ккал/час.} \quad \{84\}$$

Это и есть то тепло, которое сначала воспринимается воздухом через стенки труб, а потом возвращается дыму через неплотности и трещины, с просачивающимся нагретым воздухом. Это тепло не изменяет общего теплосодержания отходящего дыма, но оно требует большей поверхности теплопередачи по сравнению с непроницаемыми для газов рекуператорами.

Общее количество тепла, передающегося от дыма к поверхности труб рекуператора, равняется (см. {22}, {84}):

$$480\,000 + 192\,000 = 672\,000 \text{ ккал/час.} \quad \{85\}$$

При расчетном диаметре (см. {61}) труб в 129 мм общая длина их равняется (см. {85}, {82}, {61}):

$$\frac{672\,000}{K_{451^\circ} \cdot \pi \cdot d} = \frac{672\,000}{1530 \cdot \pi \cdot 0.129} = 1080 \text{ м.} \quad \{86\}$$

3. *Число параллельных труб.* Объем поступающего в рекуператор воздуха составляет 1.62 м³/сек. {66}.

Внутреннее сечение одной трубы (см. {59}):

$$f = \frac{\pi \cdot 0.11^2}{4} = 0.0095 \text{ м}^2. \quad \{87\}$$

При скорости воздуха $v_0 = 1$ м/сек число параллельных труб равняется

$$\frac{1.62}{0.0095 \times 1} = 170. \quad \{88\}$$

4. *Длина каждой трубы* (см. {86}, {88}):

$$1080 : 170 = 6.3 \text{ м.} \quad \{89\}$$

5. *Число труб в одном ряду.* Трубы располагаются в несколько параллельных вертикальных рядов по длине рекуператора.

Сечение одного просвета между трубами (см. {89}, {57}, {62}) в одной секции (в одном дымовом обороте) равно:

$$\frac{6.3}{5} \times 0.1 = 0.126 \text{ м}^2. \quad \{90\}$$

Объем дыма в 1 сек. ({68}) равен 2.86 м³.

Число просветов в одном обороте (см. {68}, {90}) равен:

$$\frac{2.86}{0.126} = 22.6 \sim 23. \quad \{91\}$$

Если ширину просвета между крайней трубой и стеной камеры принять в половину ширины просвета между трубами, то число труб в одном ряду равно числу просветов, т. е. 23. {92}

6. Число рядов по длине рекуператора (см. {88}, {92}):

$$170 : 23 = 7.4 \sim 8 \text{ рядов.}$$

{93}

7. Пространство, занимаемое трубами:

Высота 6.3 м

Ширина $23 \times (0.15 + 0.1) = 5.75$ "

Длина $8 \times (0.15 + 0.1) = 2.0$ "

{94}

$$\text{Объем } 6.3 \times 5.75 \times 2 = 72.0 \text{ м}^3$$

Как видим, керамический рекуператор получился во много раз большего объема, чем металлический (см. {56}); к этому привела совокупность условий: больший диаметр керамических труб, меньшие скорости движения воздуха и дыма, вытекающие отсюда меньшие коэффициенты теплопередачи, просачивание воздуха через неплотности и благодаря этому увеличение поверхности теплопередачи и уменьшение разницы температур дыма и воздуха. Объем рекуператора можно уменьшить, приняв большие скорости для воздуха и дыма, но это повлечет увеличение перепада давления между дымовыми и воз-

душными потоками и увеличение просачивания. Объем уменьшится, если в заданиях расчета уменьшить процент просачивания воздуха, но это сопряжено с более частыми капитальными ремонтами рекуператора. Окончательный выбор конструкции регенератора может быть сделан на основе нескольких вариантов технических расчетов и расчетов эксплуатации рекуператора.

Рекуператор из камней Чапмана.

На новых заводах нашего Союза нашла применение система керамических рекуператоров Чапмана, поэтому уместно дать расчет для этой системы. Этот рекуператор складывается из фасонных камней определенных размеров, и расчет надо вести, не только исходя из величины теплопередачи и необходимой поверхности нагрева, но и принимая во внимание размеры камней.

На рис. 110 показаны камни этого рекуператора: сверху — камни основного размера, снизу — половинные камни, прилегающие к стенам камеры рекуператора. На рис. 111 — кладка рекуператора из

этих камней.

Керамические рекуператоры с перекрестным током и без оборотов (например, с направлением воздуха во всех вертикальных каналах снизу вверх или наоборот, и с направлением дыма в горизонтальных каналах параллельно в одну сторону) получаются очень неудобные: узкие, высокие и длинные. Это относится и к трубчатым керамическим рекуператорам и к рекуператорам из фасонных камней Чапмана. Конструкция получается удобнее по размерам, если теплообменивающиеся

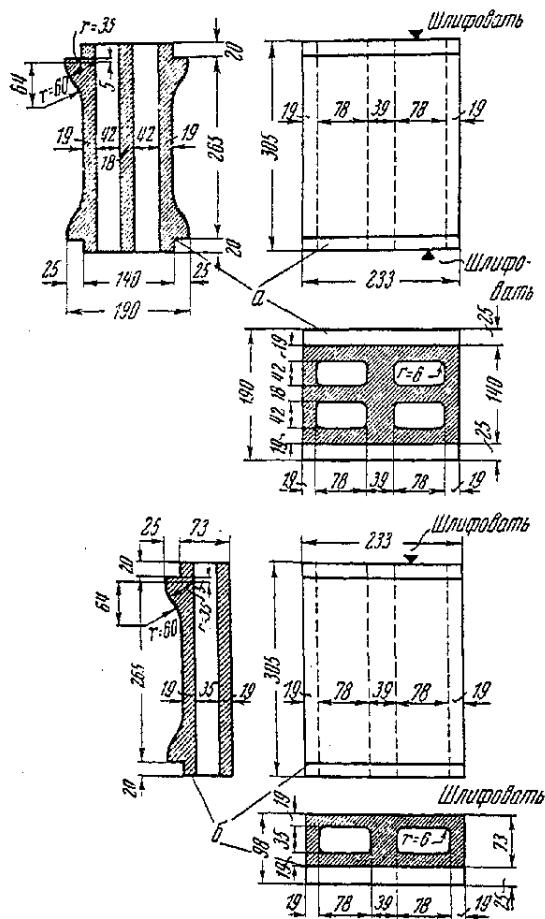


Рис. 110. Камни рекуператора Чапмана.

среды пустить в несколько оборотов; часто воздух пускают без оборотов, а дым — с несколькими оборотами; можно и дыму, и воздуху дать по несколько оборотов.

Сделаем расчет для двух случаев: 1) воздух — без оборотов, дым — 3 оборота, 2) и воздух, и дым делают по 3 оборота. В обоих случаях утечку воздуха примем¹ в 50% ({95}); скорость движения дыма и воздуха

$$v_0 = 1 \text{ м/сек.}$$

{96}

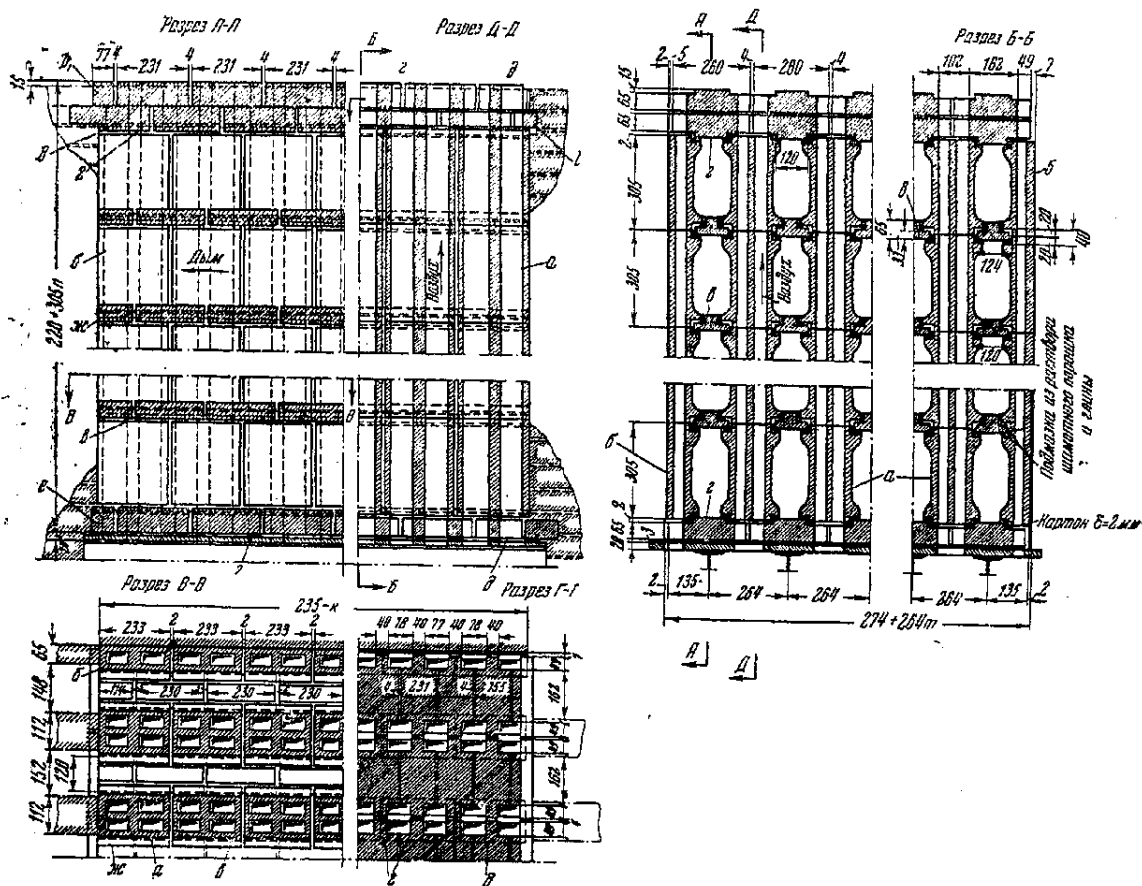


Рис. 111. Кладка рекуператора из камней Чапмана.

Исходные расчетные данные по предыдущему:
в рекуператор поступает воздух:

$$3890 + 1945 = 5835 \text{ нм}^3/\text{час} \quad \{65\}$$

или

$$5835 : 3600 = 1.62 \text{ нм}^3/\text{сек}; \quad \{66\}$$

из рекуператора подается нагретого воздуха в печь:

$$3890 \text{ нм}^3/\text{час}, \text{ или } 1.08 \text{ нм}^3/\text{сек}; \quad \{20\}$$

к рекуператору поступает дыма из печи:

$$8330 \text{ нм}^3/\text{час} \text{ или } 2.32 \text{ нм}^3/\text{сек}; \quad \{21\}$$

¹ В „Справочнике конструктора печей“ приводятся следующие данные об испытании рекуператора Чапмана: температура дыма перед рекуператором 850°, после рекуператора 600°; температура подогрева воздуха 320°; проникновение воздуха в дым — 15% от объема дыма (стр. 444). К сожалению, в „Справочнике“ не указывается, в каком состоянии находился испытываемый рекуператор; повидимому, это был новый рекуператор. 15% от дыма при отоплении генераторным газом соответствует примерно 35% от теоретического объема воздуха. Со временем утечка должна увеличиться.

из рекуператора уходит дыма (см. {21}, {65}):

$$8330 + 1945 = 10\,275 \text{ нм}^3/\text{час} \quad \{67\}$$

или

$$10\,075 : 3600 = 2.80 \text{ нм}^3/\text{сек.} \quad \{68\}$$

Избыток воздуха в дыме после рекуператора — см. {71}.

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал (см. {17}):

$$1.44 \times 1.13 = 1.63 \text{ нм}^3.$$

10% избытка в топке:

$$1.63 \times 0.10 = 0.16 \text{ нм}^3.$$

40% присос воздуха в печи (см. {19}):

$$1.93 \times 0.40 = 0.77 \text{ нм}^3. \quad \{69\}$$

50% от подаваемого нагретого воздуха — утечка в дым:

$$1.44 \times (1.13 \times 0.67 + 0.12) \times 0.5 = 0.63 \text{ нм}^3.$$

Всего на 1000 ккал избыток воздуха $0.16 + 0.77 + 0.63 = 1.56 \text{ нм}^3$. {71}, {97}.

Это составляет по отношению к теоретическому расходу воздуха (см. {17}, {97}):

$$\frac{1.56}{1.44 \times 1.13} = 96\%. \quad \{72\}, \{98\}$$

Соответствующая температура дыма после рекуператора, по табл. XXXIII (см. {76}): $t = 506^\circ$.

Среднеарифметическая разность температур (см. {77}):

$$\Delta t_{\text{ср}}^{\text{прот}} = 451^\circ.$$

Нагревание воздуха, просачивающегося из воздушных каналов в дымовые (см. {84}), 192 000 ккал/час.

Общее количество тепла, передаваемого от дыма к воздуху (см. {22}, {84}, {85}): $480\,000 + 192\,000 = 672\,000 \text{ ккал/час}$.

1. *Теплопередача.* В воздушных каналах теплопередача идет двумя путями: а) непосредственно — конвекцией — от более нагретых стенок, отделяющих воздух от дыма; б) внутренней передачей: более нагретые, граничащие с дымом, стенки нагревают лучеиспусканием стенки, лежащие между двумя воздушными каналами; эти стенки отдают конвекцией тепло воздуху. Следовательно, тепло, получаемое этими стенками лучеиспусканием, равняется отдаваемому конвекцией. Это посредственно передаваемое тепло придается к тому теплу, которое воздух получает непосредственно конвекцией от стенки, граничащей с дымом.

Приведенный диаметр воздушных каналов равняется

$$\frac{2 \times 42 \times 78}{42 + 78} = 54.5 \text{ мм.} \quad \{99\}$$

Коэффициент конвекции (непосредственная теплопередача):

$$\alpha_k = \frac{3 \times 1^{0.8}}{\sqrt{0.0545}} = \frac{3}{0.483} = 6.2 \text{ ккал.} \quad \{100\}$$

Средняя температура стенки между дымовыми и воздушными каналами приблизительно равна средней температуре между дымом и воздухом (см. {7}, {76}, {3}):

$$t_1 = \left(\frac{1800 + 506}{2} + \frac{400 + 0}{2} \right) : 2 = 426.5^\circ; \quad \{101\}$$

средняя температура дыма

$$\frac{800 + 506}{2} = 653^\circ; \quad \{102\}$$

средняя температура воздуха

$$\frac{400 + 0}{2} = 200^\circ. \quad \{103\}$$

На схеме рис. 112 показано распределение средних температур и направление потоков тепла, передаваемого непосредственно A_1 и посредственно, от соприкосновения воздуха с внутренней стенкой A_2 .

Если обозначим:

$T_1 = t_1 + 273$ — абсолютную температуру стенки между дымом и воздухом, равную приблизительно

$$426.5 + 273 = 699.5^\circ; \quad \{104\}$$

$T_2 = t_2 + 273$ — абсолютную температуру стенки между двумя воздушными каналами;

$200 + 273 = 473^\circ$ — среднюю абсолютную температуру воздуха; $\{105\}$

$a_k = 6.2$ ккал — коэффициент конвекции, $\{106\}$

то тепло, получаемое лучеиспусканием каждым квадратным метром стенки между воздушными каналами, выражается, по закону Стефан-Больцмана [ф-ла (32), глава I]:

$$A_2 = 3.8 \left[\left(\frac{699.5}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ ккал.} \quad \{107\}$$

Это же тепло отдается конвекцией воздуху:

$$A_2 = (T_2 - 473) \times 6.2 \text{ ккал.} \quad \{108\}$$

Приравняв эти выражения и произведя соответствующие действия, получаем уравнение:

$$6.2 T_2 + 3.8 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 = 12030. \quad \{109\}$$

Для решения этого уравнения определяем численное значение левой части для разных T :

T_2	$6.2 T_2 + 3.8 \left(\frac{T_2}{100} \right)^4$
$473 + 50 = 523^\circ$	6050
$473 + 100 = 573$	7630
$473 + 150 = 623$	9560
$473 + 200 = 673$	11970
$473 + 250 = 723$	14780

Из этого сопоставления можно определить абсолютную температуру T_2 : величина 11970 близка к величине 12030; интерполируя, определяем:

$$T_2 = 673^\circ + 1.07 = 273 + t_2; \quad \{110\}$$

$$t_2 = 674.07 - 273 = 401.07^\circ \sim 401^\circ. \quad \{111\}$$

Подставляя полученное T_2 в выражение {107} или {108}, определяем

$$A_2 = 1260 \text{ ккал.} \quad \{112\}$$

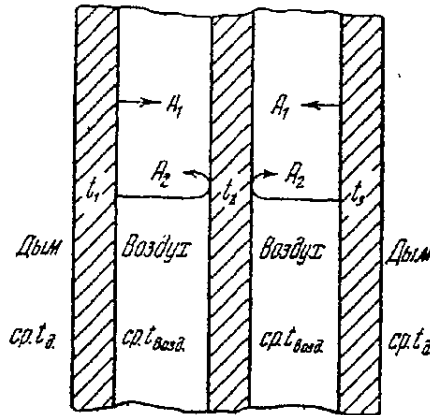


Рис. 112. Распределение температур и потока тепла в рекуператоре Чапмана.

Отнеся эту теплопередачу на 1° разницы температуры внешней стены и воздуха, имеем:

$$\alpha_{\text{поср}} = \frac{1260}{426.5 - 200} = 5.5 \text{ ккал.} \quad \{113\}$$

Таким образом, суммарный коэффициент теплопередачи от наружной стенки воздуха — и непосредственно конвекцией, и посредственно лучеиспусканием, конвекцией, — выразится:

$$\alpha_k + \alpha_{\text{поср}} = 6.2 + 5.5 = 11.7 \text{ ккал.} \quad \{114\}$$

Теплопередача от дыма к стенке идет конвекцией и лучеиспусканием.

Приведенный диаметр дымового канала равняется:

$$d_{\text{прив}} = \frac{2 \times 124 \times 265}{124 + 265} = 169 \text{ мм;} \quad \{115\}$$

коэффициент конвекции для дыма:

$$\alpha_k = \frac{3 \times 1^{0.8}}{\sqrt[4]{0.169}} = \frac{3}{0.64} = 4.7. \quad \{116\}$$

Для определения коэффициента лучеиспускания от дыма к стенке воспользуемся табл. 11. Соответственно интерполируя, получаем величину теплопередачи на 1 м^2 для дыма при теоретическом горении:

$$Q_s = \frac{3.8}{4.95} \cdot 2581 = 1980 \text{ ккал/час.} \quad \{117\}$$

В нашем случае в 2.86 нм^3 дыма (см. {68}) содержится 1.62 нм^3 избыточного воздуха (см. {97}), т. е. собственно продуктов горения содержится:

$$\frac{2.86 - 1.62}{2.86} \cdot 100 = 43.5\%; \quad \{118\}$$

средняя температура дыма:

$$\frac{800 + 506}{3} = 653^\circ; \quad \{119\}$$

отсюда коэффициент лучеиспускания получается

$$\alpha_{\text{л}} = \frac{1980 \times 0.435}{653 - 426.5} = 3.8 \text{ ккал.} \quad \{120\}$$

Суммарно — конвекция и лучеиспускание — дадут коэффициент:

$$\alpha_k + \alpha_{\text{л}} = 4.7 + 3.8 = 8.5 \text{ ккал.} \quad \{121\}$$

Общий коэффициент теплопрохождения для теплопередающих стенок в рекуператоре получится:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{11.7} + \frac{1}{8.5} + \frac{0.019}{0.8}} = \frac{1}{0.086 + 0.118 + 0.024} = 4.4 \text{ ккал.} \quad \{122\}$$

Теплопрохождение на 1 м^2 стены, при средней разнице температур в 451° (см. {77}):

$$K_{451^\circ} = 4.4 \times 451 = 1985 \text{ ккал/час/м}^2. \quad \{123\}$$

2. *Общая поверхность теплопередачи* (см. {86}, {123}):

$$F = \frac{672\,000}{1985} = 338 \text{ м}^2 \quad \{124\}$$

3. Число параллельных воздушных каналов и число камней в горизонтальном сечении. 1 пог. м воздушного канала имеет поверхность теплопередачи 0.078 м^2 ; {125}
 общее протяжение всех воздушных каналов (см. {124}, {125}):

$$L = 338 : 0.078 = 4340 \text{ м}; \quad \{126\}$$

площадь сечения одного воздушного канала:

$$f = 0.048 \times 0.078 = 0.00328; \quad \{127\}$$

число параллельных воздушных каналов (см. {66}, {127}):

$$n = \frac{1.62}{0.00328 \times 1} = 494.$$

В виду того, что каждый камень рекуператора Чапмана имеет 4 сечения воздушных каналов, то число параллельных каналов должно делиться на 4. Примем $n = 496$ {128} и соответствующее число камней в горизонтальном сечении рекуператора:

$$496 : 4 = 124 \text{ камня}. \quad \{129\}$$

4. Длина параллельных воздушных каналов. Длина активной части каналов равняется (см. {126}, {129}):

$$l = 4340 : 496 = 8.75 \text{ м}. \quad \{130\}$$

Активная часть канала в каждом камне занимает 265 мм по высоте. Следовательно, число рядов камней в кладке по высоте будет:

$$8.75 : 0.265 = 33 \text{ ряда}. \quad \{131\}$$

Общая высота кладки, при строительной высоте одного камня в 305 мм:

$$H_{\text{стр}} = 33 \times 0.305 = 10.06 \text{ м}. \quad \{132\}$$

5. Число параллельных дымовых каналов в одной секции. Площадь сечения одного дымового канала:

$$0.265 \times 0.124 = 0.0329 \text{ м}^2; \quad \{133\}$$

число параллельных дымовых каналов в одной секции (см. {68}, {133}):

$$2.86 : 0.0329 = 84.3. \quad \{134\}$$

Дальше расчет поведем для первого из указанных вариантов: воздух в кладке рекуператора идет без оборотов, дым делает три оборота, т. е. идет тремя секциями.

6. Ширина рекуператора. При трех секциях и при общей строительной высоте в 33 ряда камней на каждую секцию приходится 11 рядов камней ({135}); в одном горизонтальном ряду будет каналов (см. {134}, {135}):

$$84.3 : 11 = 7.67.$$

Так как число каналов должно быть целое, то примем число их в одном горизонтальном ряду 8. {136}

Сообразно этому в горизонтальном ряду, по ширине рекуператора, разместятся 8 камней—7 целых и по половинке с каждой стороны у стен камеры рекуператора. Это составит размер кладки по ширине рекуператора:

$$\begin{array}{r} 7 \text{ целых камней} \times 264 \text{ мм} = 1848 \text{ мм} \\ 2 \text{ половинки} \times (132 + 9) \text{ „} = 282 \text{ „} \\ \hline 2130 \text{ мм} \end{array} \quad \{137\}$$

7. *Длина рекуператора.* В одном горизонтальном ряду кладки рекуператора {129} находятся 124 камня; по ширине — 8 камней {136}; следовательно, в длину укладывается

$$124 : 8 = 15.5 \sim 16 \text{ камней.} \quad \{138\}$$

Это составит при строительной длине каждого камня в 233 мм:

$$0.233 \times 16 = 3.73 \text{ м.} \quad \{139\}$$

8. *Объем кладки рекуператора:*

Высота {132}	10.06 м
Ширина {137}	2.13 .
Длина {139}	3.73 .
Строительный объем: $10.06 \times 2.13 \times 3.73 = 80 \text{ м}^3$ {140}	

Для расчета по второму варианту — и воздух, и дым делают по три оборота — воспользуемся данными расчета предыдущего варианта:

1. *Теплопередача* — та же: $K_{451} = 1985 \text{ ккал/час/м}^2$ {123}.

2. *Общая поверхность* — та же: 338 м^2 {124}.

3. *Число параллельных воздушных каналов* и число камней в горизонтальном сечении одной воздушной секции — то же: 496 каналов {128} и 124 камня {129}.

4. *Длина воздушных каналов.* Общая длина воздушных каналов — та же; длина каждого воздушного канала суммарно по трем секциям — та же; длина воздушного канала в одной секции — втрое меньше; число горизонтальных рядов камней в одной секции:

$$33 : 3 = 11 \text{ рядов;} \quad \{141\}$$

строительная высота {132}:

$$10.06 : 3 = 3.35 \text{ м.}$$

5. *Число параллельных дымовых каналов в секции* — то же: 84.3 {134}.

6. *Ширина рекуператора.* Так как в этом варианте рекуператора строительная высота его втрое меньше, то и высота каждой дымовой секции будет соответственно меньше. По высоте рекуператора у нас получилось 11 рядов камней {141}. Распределим их по секциям дымовых каналов так: по 4 ряда в двух секциях и 3 ряда в последней, самой холодной секции. Число дымовых каналов в горизонтальном ряду из конструктивных соображений во всех секциях сделаем одинаковым; оно равняется (см. {134}):

$$84.3 : 4 = 21.075 \sim 21 \text{ канал.} \quad \{142\}$$

Следовательно, в ширину кладки рекуператора получается 21 камень {142}: 20 целых и 2 половинки:

$$\begin{array}{r} 20 \times 264 \text{ мм} = 5280 \text{ мм} \\ 2 \times (132 + 9) \text{ мм} = 282 \text{ .} \\ \hline 5562 \text{ мм} \end{array} \quad \{143\}$$

7. *Длина рекуператора.* В длину рекуператора по трем секциям воздушных каналов располагается число камней (см. {129}):

$$\text{В одной секции } 124 : 21 = 5.9 \sim 6 \text{ камней} \quad \{144\}$$

$$\text{• трех секциях } 6 \times 3 = 18 \text{ камней.} \quad \{145\}$$

Строительная длина кладки рекуператора (см. {139})

$$0.233 \times 18 = 4.2 \text{ м.}$$

{146}

8. Объем кладки рекуператора:

Высота {132}	3.35 м
Ширина {143}	5.56 "
Длина {145}	4.20 "
Строительный объем: $3.35 \times 5.56 \times 4.2 = 78.1 \text{ м}^3$	

{147}

Из этих двух примеров видно, что, варьируя число оборотов дымовых и воздушных каналов, можно придавать рекуператору ту или другую форму, приравливаясь к имеющейся в распоряжении строительной площади, высоте здания, возможности углубления рекуператора в землю, а также, где надо, используя тот естественный напор, который может дать рекуператор.

Мы коснулись только некоторых форм конструкции рекуператоров. В других конструкциях расчеты могут несколько изменяться, но в основном они покоятся на тех же основаниях, как и в приведенных примерах.

9. РЕГЕНЕРАТОРЫ И КАУПЕРЫ

Различие в терминах „регенератор“ и „каупер“. Регенераторами обычно называются камеры, наполненные кирпичной насадкой, нагреваемой проходящим через нее отходящим пламенем печи, составной частью которой регенераторы являются; при перекидке клапанов („кантовке“) через нагретую насадку проходит холодный воздух или газ, отнимая тепло от насадки.

Каупер имеет собственную газовую топку и является самостоятельной печью, наполненной насадкой, через которую проходит попеременно то пламя топки, то нагреваемый воздух.

Различие и сходство между регенератором и рекуператором. В рекуператоре имеется постоянный установившийся поток тепла от более нагретой поверхности стенки, обращенной к горячей теплоотдающей среде, через всю толщу стенки к менее нагретой поверхности ее, обращенной к холодной тепловоспринимающей среде. И температура теплоотдающей среды, и температура среды тепловоспринимающей, и температура поверхностей стенки, и температура всех точек внутри нее — постоянны.

В регенераторе же одна и та же поверхность в течение одного промежутка времени между перекидками клапанов („кантовками“) — в течение одного „полупериода“ — служит тепловоспринимающей поверхностью, в течение другого — теплоотдающей; внутренняя часть кирпича то накапливает, аккумулирует тепло, то отдает его. Ни одно из звеньев теплопередачи в регенераторе не имеет постоянной температуры: в течение полупериода, когда через регенератор проходит теплоотдающая среда, постепенно поднимается и ее температура, и температура поверхности кирпича, и температура внутри кирпича. Обратное происходит в следующий полупериод, когда по регенератору проходит тепловоспринимающая среда.

На рис. 113 изображена схема движения температуры теплоотдающей среды („дым“) и тепловоспринимающей („воздух“) в регенераторе; такое движение происходит с каждой стороны каждого кирпича насадки одновременно. Как показывают наблюдения и расчет, линия температуры дыма выпукла вверх, линия температуры воздуха — вниз. Поэтому средняя температура дыма будет несколько выше средне-

арифметической температуры дыма в начале и в конце полупериода средняя температура воздуха — несколько ниже среднеарифметической.

На рис. 114 дана диаграмма изменения температур поверхности кирпича. Здесь также имеем дело с выпуклыми кривыми и также средние температуры отходят от среднеарифметических.

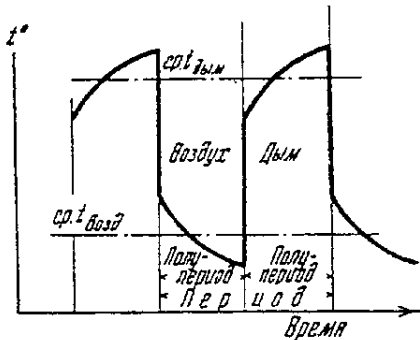


Рис. 113. Схема движения температур дыма и воздуха в регенераторе.

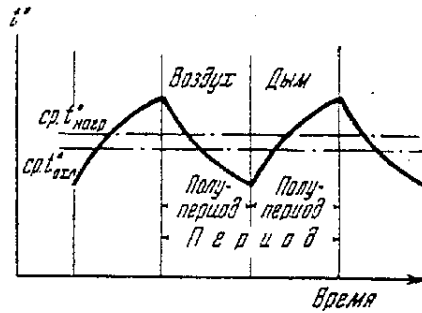


Рис. 114. Схема изменения температуры поверхности кирпича в регенераторе.

На диаграммах полупериоды показаны равными, но они могут быть и неравными, например, в доменных кауперах обычно период нагревания насадки бывает вдвое больше периода остывания ее; в этом случае ветвь, соответствующая „дыму“, будет вдвое шире, чем ветвь „воздуха“.

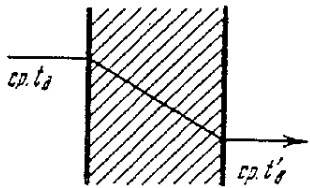


Рис. 115. Схема теплопередачи соответственно распределению температур в стенке каналов регенератора.

Несмотря на эти различия, в руководствах и в отдельных работах по расчетам регенераторов и рекуператоров обычно указывается на сходство процессов теплопередачи в них.

Если взять рекуператор с толщиной стенок, равной толщине насадки кирпичей в регенераторе, то процесс теплопередачи в рекуператоре и регенераторе можно изобразить на следующих двух диаграммах: для рекуператора — на рис. 115, для регенератора — на рис. 116.

Ниже будем обозначать толщину кирпича насадки через $2X$; среднюю температуру дыма — $t_{ср.д}$; среднюю температуру воздуха — $t_{ср.в}$; полупериод, когда через регенератор проходит дым z час., воздух z' час.; если оба полупериода равны (как это вообще имеет место в регенераторах), то $z = z'$.

Под толщиной кирпича насадки понимается не строительная толщина, а так называемая эквивалентная. Эквивалентная толщина приравнивает кирпич по условиям теплопередачи к плитам, на которых базируются исходные исследования в этой области. Если обозначить объем кирпича через V , поверхность теплоотдачи его через F и толщину через $2X$, то

$$X = \frac{V}{F}, \quad 2X = \frac{2V}{F}. \quad (203)$$

В рекуператоре тепловой поток проходит через стенку толщиной $2X$. В регенераторе если иметь в виду только средние температуры, тепловой поток при $z = z'$, вступая в толщу кирпича слева, течет в первый полупериод слева направо в течение одного полупериода, аккумулируя тепло в кирпиче; вступая справа, — течет справа налево.

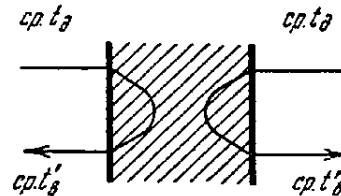


Рис. 116. Схема теплопередачи в кирпиче регенератора.

По истечении полупериода z тепловые потоки идут в противоположном направлении: от середины кирпича направо и налево к стенкам, причем путь прохождения их в полупериод z' такой же, равнясь X . Таким образом, каждый поток совершает передачу от теплоотдающей среды — дыма — к среде тепловоспринимающей — воздуху, проходя такой же путь и в случае рекуператора, и в случае регенератора: от тепловоспринимающей поверхности стенки через толщу кирпича $2X$ к теплоотдающей поверхности. Очень большой разницей между рекуператором и регенератором является то, что в рекуператоре процесс идет непрерывно все время, в регенераторе же — прерывисто: при $z = z'$ половину времени идет только восприятие тепла, половину — теплоотдача его кирпичом.

Поэтому в некотором довольно грубом приближении мы можем для каждой стороны кирпичей регенеративной насадки принять такой же коэффициент теплопрохождения, как для стенки вообще, в частности для стенки между каналами рекуператора, только уменьшив его при $z = z'$ вдвое:

$$k = \frac{1}{2} \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{д}}^{\text{д}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{д}}^{\text{в}}} + \frac{2X}{\lambda}} \quad (204)$$

В это выражение надо ввести поправку.

Существенным отличием между тепловым потоком в стенке рекуператора и в половине толщины кирпича является то, что не все тепло, проходящее через насадку, доходит до середины кирпича: теплообмен совершается между газами и всеми точками кирпича, расположенными между его поверхностью и средней линией. Поэтому правильнее будет, если средний путь теплового потока примем равным не $2X$, а X , и ф-ла (204) будет иметь такой вид:

$$k = \frac{1}{2} \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{д}}^{\text{д}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{д}}^{\text{в}}} + \frac{X}{\lambda}} \quad (205)$$

Сообразно этому теплопрохождение на 1 м^2 насадки регенератора при разнице средних температур дыма и воздуха

$$\Delta t = t_{\text{ср. д}} - t_{\text{ср. в}}$$

будет:

$$K_{t_{\text{ср. д}} t_{\text{ср. в}}} = \frac{\frac{1}{2} (t_{\text{ср. д}} - t_{\text{ср. в}})}{\frac{1}{\alpha_{\text{д}}^{\text{д}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{д}}^{\text{в}}} + \frac{X}{\lambda}} \quad (206)$$

Выражение это — приближенное, в нем не отражается ряд особенностей, отличающих теплопередачу в регенераторе от теплопередачи через стенку при установившемся режиме.

Следует подчеркнуть еще очень существенное отличие между рекуператором и регенератором.

В рекуператоре толщина стенки диктуется только строительной прочностью материала и его газопроницаемостью. Вообще чем тоньше толщина стенки рекуператора, тем лучше: меньше тепловое сопротивление, больше общий коэффициент теплопрохождения.

В регенераторе материал кирпича для того, чтобы передать тепло, должен его предварительно аккумулировать. Для этого масса кирпича должна быть достаточна. Поэтому мало рассчитать, какова должна быть поверхность насадки регенератора, — необходимо еще

рассчитать, каков должен быть вес ее, чтобы она могла задержать в течение одного полупериода и передать в течение другого нужное количество тепла.

Расчет регенераторов (и кауперов)

Характер работы насадки. Насадка регенераторов и кауперов, состоящая или из кирпичей обычной формы, или из специально формованных камней, то нагревается, то остывает. Эти колебания температуры на поверхности кирпичей больше, внутри — меньше. Чем больше

толщина кирпича, тем меньше колебания температуры в середине его, тем менее кирпич „активен“, тем больший вес насадки надо иметь для того, чтобы в ней за pasti определенное количество калорий. Это наглядно представлено на рис. 117, где t_1 обозначает температуру омывающих стенку (кирпич) топочных газов (отходящего пламени, дыма);

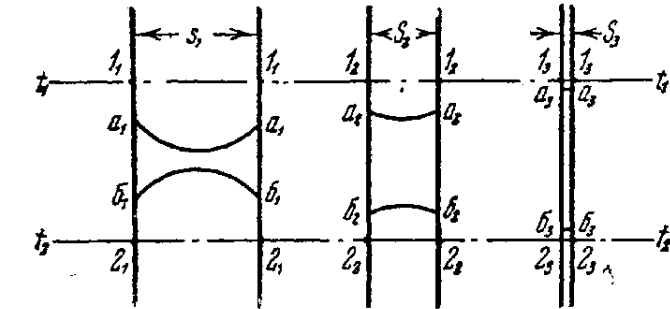


Рис. 117. Схема зависимости «активности» насадки регенератора от толщины кирпичей.

t_2 — температуру соприкасающегося со стенкой (кирпичом) нагреваемого газа; S_1, S_2, S_3 — толщину стенок; $a_1 — a_1, a_2 — a_2, a_3 — a_3$ — кривые верхних температур в кирпиче; $b_1 — b_1, b_2 — b_2, b_3 — b_3$ — кривые нижних температур в кирпиче. Отношение площадей 1—1—2—2 к $a — a — b — b$ является показателями „активности“, или степени использования кирпичей насадки.

На рис. 118 показано изменение температуры в толще кирпича в течение полупериода в 35 мин.,¹ толщина его $2X = 63,6$ мм. Характерно, что в начале полупериода с переводом нагревающей среды (пламени) на нагреваемую (воздух) кривые температур в толще кирпича не сразу переходят от параболы, выгнутой вниз, к параболам, выгнутым вверх; в течение первых минут остывание поверхности перегоняет остывание близлежащих участков внутрь от поверхности, получается в некотором слое температура, превышающая и температуру поверхности, и температуру середины кирпича. При таком состоянии температура середины кирпича некоторое, очень короткое, время продолжает подниматься, несмотря на начавшееся снижение температуры на поверхности кирпича. Это состояние показано на рис. 118 пунктирными линиями (1-я и 2-я минуты). Для данного конкретного случая скоро (начиная с 3—4-й минуты после перекидки) линии температур и внутри кирпича принимают уже близкую к параболе форму, спускающуюся ниже и ниже по мере удаления по времени от момента перекидки.

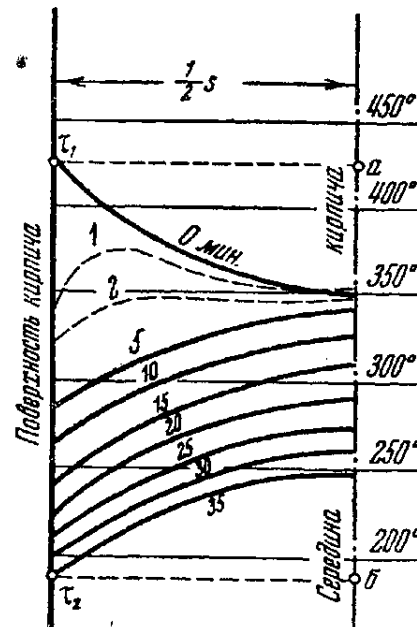


Рис. 118. Движение температур в толще кирпича в течение полупериода, по опытным данным; толщина кирпича $2X = 63,6$ мм, время полупериода $z = 34$ м (Тринкс).

¹ Рис. 118—121 заимствованы из книги В. Тринкс. Промышленные печи, стр. 147 и сл.

Рассмотрение этой диаграммы (рис. 118) приводит к мысли, что после перекидки (перехода от нагревающей среды к нагреваемой) в первые моменты, пока температура поверхности кирпича еще не опустилась ниже температуры середины кирпича, теплопередача от поверхности к среде идет интенсивнее, чем в последующие моменты. Другими словами, температура поверхности кирпича сначала падает быстро, затем падение ее замедляется, и средняя температура поверхности кирпича за время охлаждения будет лежать ниже среднеарифметической между начальной и конечной температурами поверхности.

При обратной перекидке — при переходе от нагреваемой среды к нагревающей — процесс идет обратно: сначала быстрое, потом замедленное повышение температуры поверхности кирпича, и средняя температура поверхности выше среднеарифметической между начальной и конечной температурами.

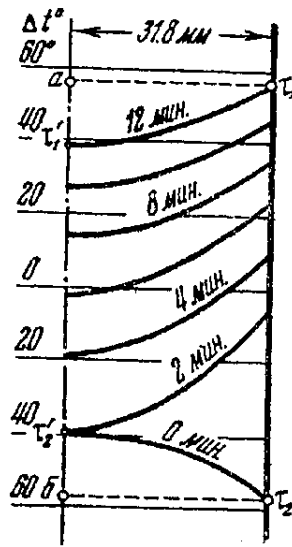


Рис. 119. Движение температур в толще кирпича толщиной в $2\frac{1}{2}'' \approx 63.6$ мм при полупериоде в 12 м (Тринкс).

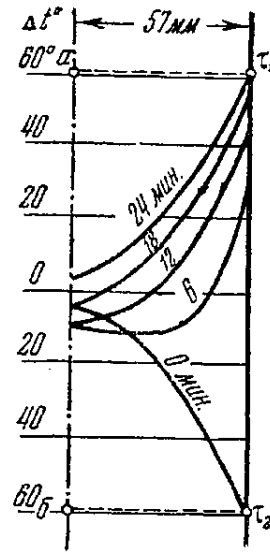


Рис. 120. Движение температур в толще кирпича толщиной в $4\frac{1}{2}'' \approx 114$ мм при полупериоде в 24 м (Тринкс).

На рис. 119 и 120 изображено движение температур в толще кирпича для двух случаев: для кирпича толщиной в $2\frac{1}{2}'' \approx 63.6$ мм ($\frac{1}{2}S = X = 31.8$ мм) при полупериоде в 12 мин. и для кирпича толщиной $4\frac{1}{2}'' \approx 114$ мм ($\frac{1}{2}S = X = 57$ мм) при полупериоде в 24 м.

Отношение между площадями $\tau_1 \tau_1' \tau_2' \tau_2$ и $\tau_1 a b \tau_2$ (рис. 119) называется коэффициентом полезного действия (к. п. д.) кирпича насадки. Мы видим, что для более тонкого кирпича этот коэффициент будет больше.

Из рассмотрения этих диаграмм (а также рис. 118) видно, что движение температуры в середине кирпича идет ровнее, и средняя температура в середине кирпича будет близка к

$$(\tau_1' + \tau_2') : 2 = (\tau_1 + \tau_2) : 2.$$

К. п. д. кирпича насадки зависит не только от толщины его, но и от полупериода. На диаграмме (рис. 121) дана эта зависимость для кирпичей толщиной в 114.3; 63.5 и 31.8 мм ($4\frac{1}{2}''$, $2\frac{1}{2}''$ и $1\frac{1}{4}''$). Из этой диаграммы видно, что для полупериода в 30 мин. к. п. д. для этих кирпичей будут: 30, 52 и 94%. Это значит, что для того, чтобы в насадке регенератора запасти некоторое определенное количество тепла, вес насадки должен быть обратно пропорционален величинам к. п. д. Вместо 1 т насадки из кирпичей толщиной в 114.3 мм можно ограничиться $1 \times \frac{0.3}{0.52} = 0.577$ т кирпича в 63.5 мм, или $1 \times \frac{0.3}{0.94} = 0.32$ т кирпича в 31.8 мм.

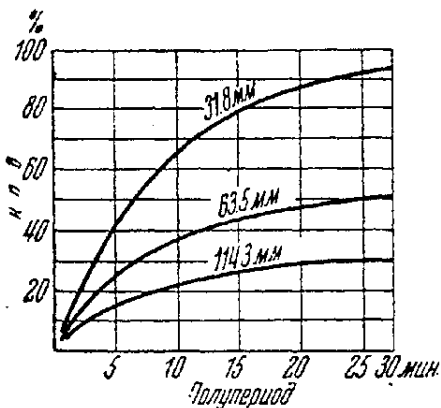


Рис. 121. Зависимость коэффициента полезного действия насадки регенератора от толщины кирпичей и продолжительности периода между кантовками (Тринкс).

нератора запасти некоторое определенное количество тепла, вес насадки должен быть обратно пропорционален величинам к. п. д. Вместо 1 т насадки из кирпичей толщиной в 114.3 мм можно ограничиться $1 \times \frac{0.3}{0.52} = 0.577$ т кирпича в 63.5 мм, или $1 \times \frac{0.3}{0.94} = 0.32$ т кирпича в 31.8 мм.

Чем толще кирпич насадки, тем меньше в нем будут колебания температуры — и на поверхности, и в середине кирпича; эти колебания зависят также и от продолжительности полупериода: чем длиннее полупериод, тем больше будут колебания температур кирпича. Чем больше колебания, тем меньше будут разницы между температурой кирпича и температурой омывающей его среды в конце полупериода. Поэтому в тех случаях, когда нагревающая насадку среда имеет очень высокую температуру (например, поступающее в регенератор отходящее пламя мартеновской печи), достигающую температуры размягчения материала насадки, верхние ряды насадки нельзя делать из очень тонких кирпичей; там же, где температура нагревающей среды невысока и не опасна для термической стойкости материала насадки, рационально делать насадку из тонких кирпичей.

Основания расчета регенераторов. Существует несколько методов расчета насадки регенераторов. Есть определение веса насадки по практическим нормам; так, например, в недавнем прошлом определялся вес насадки регенераторов мартеновских печей: на 1 м² пода или на 1 т производительности назначался на основании опыта хорошо работающих печей определенный вес насадки.

По другому методу вес насадки определяется по формуле:

$$G = \frac{Q}{c^t \cdot \Delta t}, \quad (207)$$

где G — вес насадки, в кг;

Q — количество тепла, которое насадка должна задержать в полупериод, в ккал;

c^t — истинная теплоемкость кирпича при данной температуре (не средняя теплоемкость c_0^t);

Δt — повышение температуры кирпича насадки в течение полупериода — между двумя перекидками клапанов.

На основании ф-лы (219) рассчитываются насадки по Павлову, Старку, Грум-Гржимайло. При всей своей логической простоте расчет этим путем имеет существенный недостаток — неопределенность Δt . Эта Δt дается авторами без указания толщины кирпича насадки, продолжительности полупериода и некоторых других условий, влияющих на скорость подъема температуры в кирпиче.

В последние годы выработано несколько методов расчета (Шахом, Руммелем, Хейлигенштедтом), основанных на определении необходимой площади кирпичей насадки в зависимости от толщины кирпича, скорости прохождения газов, состава их, температуры, продолжительности полупериодов и т. п. Эти методы имеют целью принять во внимание все конкретные условия для данного случая.

Прежде, чем сделать расчет по одному из этих методов, сделаем несколько приближенный расчет на основании уже сказанного о характере работы насадки регенератора.

Представим себе половину кирпича — от поверхности его до середины плоскости, и посмотрим, как в этой толще изменяется температура в полупериод нагревания кирпича (рис. 122). Температура внешней, нагревающей среды не остается совершенно постоянной, она несколько меняется: в первые моменты после перекидки клапанов она ниже, в конце полупериода — выше. Обозначим среднюю температуру нагревающей среды через t_{cp} . Распределение температур между поверхностью и серединой кирпича выразится некоторыми кривыми; вскоре после момента перекидки (тем скорее, чем тоньше кирпич) кривая, выпуклая вверх, сменится постепеннодвигающейся вверх

кривой, выпуклой вниз. В отдельные моменты получится ряд почти параллельных перемещений этих кривых. Соответственно этому будет подниматься и температура середины кирпича, проходя через температуры $\tau_1, \tau_2, \tau_3, \tau_4$ и т. д. В течение полупериода подъема температуры середины кирпича будет иметься некоторая средняя температура — ср. т. Каково будет положение этой средней температуры? Мы уже видели, согласно рис. 118, что в первые моменты происходит некоторое перераспределение температур внутри кирпича, искажающее температурные кривые; на схематической картине температур (рис. 122), где кривая температур в момент начала полупериода изображена пунктирной линией, начальная температура середины кирпича τ_0 лежит несколько выше температуры того момента, с которого начинается равномерное перемещение кривой температуры снизу вверх, τ_1 . Следовательно, в первые моменты происходит некоторое замедление подъема температуры; замедление будет тем больше, чем толще кирпич.

С другой стороны, по мере нагревания кирпича и приближения температуры его поверхности к температуре дыма подъем температуры и на поверхности и внутри кирпича будет замедляться. Это замедление будет тем сильнее, чем тоньше кирпич, чем длительнее полупериод; оно будет зависеть и от других факторов — от коэффициента конвекции и лучеиспускания дыма, от теплоемкости, теплопроводности и плотности кирпича.

То же будет происходить и в полупериод остывания кирпича, только в обратном виде.

Теплопередача в насадке регенераторов зависит от очень многих факторов, и аналитическое исследование ее очень сложно. Было положено много труда на исследование этого вопроса (Руммелем, Шаком, Шумахером, Хейлигенштедтом и др.). В результате выработаны формулы, графики и таблицы для расчетов регенераторов.

Руммель дал такую формулу для теплового сопротивления 1 м² насадки при передаче тепла от дыма к нагреваемой среде:

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{1}{az} + \frac{1}{a'z'} + 0.4 \left[\frac{2}{c \cdot X \cdot \gamma} + \frac{X}{2\lambda(z+z')} \right]. \quad (208)$$

Иначе, коэффициент теплообмена ε от теплоотдающей среды (дыма) к тепловоспринимающей (воздуху) через насадку равняется (в течение периода):

$$\varepsilon = 1 : \left\{ \frac{1}{az} + \frac{1}{a'z'} + 0.4 \left[\frac{2}{c \cdot X \cdot \gamma} + \frac{X}{2\lambda(z+z')} \right] \right\}, \quad (209)$$

где [для ф-л (208) и (209)] — ε — коэффициент теплообмена, в ккал/м² в период; a — суммарный коэффициент конвекции и лучеиспускания дыма; z — продолжительность полупериода нагревания насадки при прохождении через нее дыма в часах; a' — суммарный коэффициент конвекции и лучеиспускания тепловоспринимающей среды, для воздуха — только коэффициент конвекции; z' — продолжительность полупериода остывания насадки (прохождение тепловоспринимающей среды, воздуха); c — теплоемкость кирпича насадки при средней температуре; X — половина толщины кирпича; γ — вес 1 м³ кирпича (для шамота — 1900 кг/м³); λ — коэффициент теплопроводности кирпича.

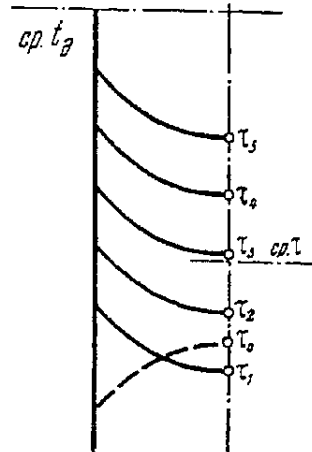


Рис. 122. Схема передвижения кривых температур при нагревании кирпича насадки.

Коэффициенты конвекции принимаются по Кистнеру:
для несмешанной насадки:

$$\alpha_k = \frac{7.5 v_0^{0.5}}{d^{0.333}} \text{ ккал}; \quad (210)$$

для смешанной (дважды) насадки:

$$\alpha_k = \frac{8.3 v_0^{0.5}}{d^{0.333}} \text{ ккал}. \quad (211)$$

Зная расход тепла Q на нагревание тепловоспринимающей среды (воздуха, газа) в течение периода, высчитываем поверхность насадки регенератора F :

$$F = \frac{Q}{\varepsilon (t_{\text{ср. д}} - t_{\text{ср. в}})} \text{ м}^2, \quad (212)$$

где $t_{\text{ср. в}}$ и $t_{\text{ср. д}}$ — средние температуры теплоотдающей и тепловоспринимающей среды.

В расход тепла Q следует включить также и внешние теплотери регенератора в период отдачи тепла насадкой.

Хейлигенштедт (1933) дает свою формулу для расчета коэффициента теплопередачи 1 м^2 насадки ε в течение периода $z + z'$ час, а также „коэффициент падения температуры“ b . Под последним разумеется отношение разности температур поверхности кирпича в конце полупериода нагревания t_{SX} и в конце полупериода остывания t'_{SX} к разности средних температур теплоотдающей $t_{\text{ср. д}}$ и тепловоспринимающей среды $t_{\text{ср. в}}$

$$b = \frac{t_{SX} - t'_{SX}}{t_{\text{ср. д}} - t_{\text{ср. в}}}. \quad (213)$$

Обе формулы — и для ε и для b — отличаются сложностью пользования, так как в них имеется ряд коэффициентов, находимых из графиков, таблиц и путем подсобных вычислений. Для упрощения Хейлигенштедт составил ряд таблиц уже подсчитанных величин ε и b для разных условий: для разной продолжительности полупериодов z и z' , для разных коэффициентов (суммарно — конвекции и лучеиспускания) теплопередачи дыма a и воздуха (или газа) a' , для разной толщины кирпича.

Высчитаем ε по Руммелю и для сравнения определим его по таблицам Хейлигенштедта.

Положим, что насадка регенератора сложена из кирпичей $230 \times 115 \times 60$ мм; $z = z' = 0.5$ час; $a = 20$; $a' = 15$; $c = 0.26$; $\gamma = 1900$; $\lambda = 0.85$. Для определения эквивалентной толщины кирпича нам нужны две величины:

объем кирпича:

$$V = 0.23 \times 0.112 \times 0.065 = 0.00168 \text{ м}^3;$$

поверхность, омываемая газами:

$$0.23 \times 0.112 \times 2 + 0.23 \times 0.065 \times 1/2 = 0.0665 \text{ м}^2.$$

Эквивалентная толщина по ф-ле (203):

$$2X = \frac{2 \times 0.00168}{0.0665} = 0.0506 \text{ м}; \quad X = 0.0253 \text{ м};$$

Таблица 91

Коэффициент теплообмена ϵ и падения температуры b для $z = z' = 0.5$ часа

a'	Толщина кирпича мм	a											
		5		10		15		20		25		30	
		ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b
5	10	1.06	0.43	1.31	0.52	1.46	0.58	1.56	0.62	1.64	0.65	1.70	0.68
	20	1.14	0.25	1.42	0.30	1.59	0.34	1.72	0.36	1.82	0.38	1.89	0.40
	30	1.14	0.18	1.42	0.22	1.60	0.25	1.73	0.27	1.83	0.28	1.91	0.29
	40	1.14	0.15	1.42	0.19	1.60	0.22	1.73	0.23	1.83	0.24	1.91	0.25
	50	1.14	0.14	1.42	0.18	1.60	0.19	1.73	0.20	1.83	0.21	1.91	0.21
	60	1.14	0.13	1.42	0.17	1.60	0.19	1.73	0.19	1.83	0.20	1.91	0.20
10	10			1.83	0.74	1.97	0.80	2.03	0.83	2.07	0.85	2.09	0.86
	20			2.18	0.47	2.48	0.54	2.69	0.57	2.85	0.59	2.97	0.60
	30			2.28	0.35	2.64	0.40	2.88	0.43	3.06	0.45	3.09	0.47
	40			2.29	0.30	2.65	0.33	2.89	0.36	3.09	0.38	3.13	0.39
	50			2.29	0.25	2.65	0.29	2.89	0.31	3.10	0.33	3.14	0.34
	60			2.29	0.23	2.65	0.28	2.89	0.30	3.10	0.31	3.14	0.32
15	10					2.18	0.88	2.28	0.91	2.31	0.94	2.34	0.96
	20					3.00	0.63	3.32	0.69	3.50	0.72	3.65	0.75
	30					3.19	0.48	3.60	0.53	3.83	0.56	4.01	0.58
	40					3.29	0.40	3.68	0.44	3.91	0.46	4.10	0.48
	50					3.29	0.36	3.68	0.39	3.91	0.41	4.10	0.43
	60					3.29	0.32	3.68	0.36	3.91	0.38	4.10	0.40
20	10							2.34	0.95	2.38	0.97	2.40	0.97
	20							3.61	0.75	3.84	0.79	3.93	0.81
	30							4.03	0.59	4.35	0.63	4.54	0.65
	40							4.24	0.50	4.55	0.54	4.77	0.56
	50							4.24	0.44	4.55	0.47	4.77	0.50
	60							4.24	0.41	4.55	0.44	4.77	0.46

Таблица 92

Коэффициент теплообмена ϵ и падения температуры b для $z = z' = 1$ час

a'	Толщина кирпича мм	a											
		5		10		15		20		25		30	
		ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b
5	10	1.85	0.75	2.00	0.80	2.07	0.83	2.11	0.86	2.13	0.88	2.15	0.89
	20	2.17	0.45	2.57	0.53	2.80	0.57	2.96	0.61	3.06	0.63	3.14	0.66
	30	2.24	0.32	2.76	0.39	3.06	0.43	3.30	0.46	3.49	0.49	3.63	0.51
	40	2.29	0.26	2.85	0.32	3.21	0.36	3.51	0.39	3.73	0.40	3.92	0.42
	50	2.30	0.23	2.87	0.27	3.26	0.31	3.55	0.33	3.80	0.35	4.00	0.36
	60	2.30	0.30	2.87	0.25	3.27	0.27	3.56	0.29	3.82	0.31	4.02	0.33
10	10			2.35	0.95	2.38	0.97	2.40	0.97	2.41	0.98	2.42	0.98
	20			3.64	0.75	3.93	0.81	4.10	0.83	4.16	0.85	4.22	0.87
	30			4.17	0.59	4.65	0.65	4.92	0.69	5.14	0.71	5.30	0.74
	40			4.23	0.47	4.83	0.53	5.23	0.57	5.51	0.59	5.71	0.61
	50			4.28	0.41	4.96	0.47	5.45	0.50	5.78	0.52	6.06	0.54
	60			4.30	0.36	4.99	0.42	5.50	0.45	5.85	0.47	6.13	0.48
15	10					2.45	0.99	2.45	0.99	2.46	0.99	2.46	1.00
	20					4.40	0.90	4.55	0.92	4.61	0.94	4.66	0.95
	30					5.42	0.75	5.77	0.80	5.99	0.82	6.15	0.84
	40					5.91	0.64	6.41	0.69	6.75	0.72	7.00	0.74
	50					6.05	0.55	6.64	0.60	7.08	0.63	7.38	0.64
	60					6.10	0.49	6.73	0.53	7.21	0.57	7.55	0.59

Продолж. табл. 92

a'	Толщина кирпича мм	a											
		5		10		15		20		25		30	
		ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b
20	10							2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00
	20							4.70	0.96	4.78	0.97	4.80	0.98
	30							6.23	0.86	6.45	0.88	6.59	0.90
	40							7.13	0.76	7.51	0.79	7.70	0.81
	50							7.50	0.65	7.92	0.70	8.26	0.73
	60							7.62	0.60	8.10	0.63	8.55	0.66

Таблица 93

Коэффициент теплообмена ϵ и падения температуры b для $z = z' = 2$ часа

a'	Толщина кирпича мм	a											
		5		10		15		20		25		30	
		ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b
5	10	2.37	0.96	2.40	0.97	2.41	0.98	2.42	0.98	2.43	0.98	2.44	0.98
	20	3.62	0.74	3.95	0.80	4.08	0.83	4.15	0.85	4.20	0.86	4.24	0.87
	30	4.11	0.57	4.80	0.65	5.03	0.69	5.25	0.72	5.40	0.75	5.53	0.77
	40	4.40	0.47	5.18	0.55	5.63	0.59	5.98	0.62	6.27	0.65	6.48	0.67
	50	4.51	0.40	5.45	0.47	6.00	0.51	6.39	0.54	6.68	0.58	6.93	0.60
	60	4.55	0.35	5.52	0.40	6.13	0.45	6.60	0.48	6.95	0.51	7.18	0.54
10	10			2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00
	20			4.75	0.96	4.80	0.97	4.83	0.98	4.85	0.98	4.86	0.98
	30			6.31	0.86	6.61	0.90	6.75	0.91	6.80	0.92	6.83	0.93
	40			7.27	0.75	7.80	0.80	8.07	0.83	8.29	0.85	8.40	0.86
	50			7.80	0.66	8.60	0.72	9.00	0.76	9.35	0.78	9.60	0.80
	60			8.11	0.59	9.05	0.64	9.55	0.67	9.96	0.69	10.26	0.71
15	10					2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00
	20					4.90	0.99	4.93	1.00	4.94	1.00	4.94	1.00
	30					7.05	0.96	7.16	0.97	7.21	0.97	7.25	0.98
	40					8.63	0.89	8.93	0.91	9.10	0.93	9.25	0.94
	50					9.82	0.82	10.22	0.86	10.55	0.87	10.75	0.89
	60					10.33	0.74	11.00	0.78	11.47	0.81	11.87	0.83
20	10							2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00
	20							4.93	1.00	4.94	1.00	4.94	1.00
	30							7.30	0.99	7.35	0.99	7.35	0.99
	40							9.35	0.95	9.51	0.97	9.55	0.97
	50							10.96	0.90	11.20	0.92	11.38	0.93
	60							12.10	0.85	12.45	0.87	12.75	0.89

Таблица 94

Коэффициент теплообмена ϵ и падения температуры b для $z = 1$ час и $z' = 2$ часа

a'	Толщина кирпича мм	a											
		5		10		15		20		25		30	
		ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b
5	10	2.07	0.84	2.11	0.85	2.11	0.85	2.11	0.85	2.11	0.85	2.11	0.85
	20	2.69	0.56	2.96	0.61	3.00	0.61	3.00	0.61	3.01	0.61	3.01	0.61
	30	2.91	0.41	3.28	0.46	3.40	0.48	3.44	0.48	3.45	0.48	3.46	0.48
	40	3.01	0.34	3.50	0.38	3.64	0.39	3.70	0.40	3.71	0.40	3.71	0.40
	50	3.09	0.29	3.58	0.33	3.74	0.34	3.83	0.34	3.85	0.35	3.87	0.35
	60	3.12	0.25	3.60	0.29	3.78	0.30	3.86	0.31	3.93	0.30	3.99	0.30

Продолж. табл. 94

a'	Толщина кирпича мм	a											
		5		10		15		20		25		30	
		ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b
10	10			2.41	0.98	2.41	0.98	2.41	0.98	2.41	0.98	2.41	0.98
	20			4.12	0.84	4.18	0.85	4.20	0.86	4.20	0.86	4.20	0.86
	30			5.00	0.69	5.25	0.72	5.31	0.73	5.33	0.73	5.33	0.73
	40			5.35	0.57	5.71	0.60	5.86	0.62	5.98	0.63	6.05	0.64
	50			5.64	0.50	6.11	0.53	6.27	0.55	6.39	0.56	6.41	0.56
	60			5.70	0.44	6.18	0.47	6.45	0.48	6.55	0.49	6.65	0.50
15	10					2.46	1.00	2.46	1.00	2.46	1.00	2.46	1.00
	20					4.64	0.94	4.65	0.94	4.66	0.95	4.67	0.95
	30					6.13	0.85	6.22	0.85	6.25	0.86	6.27	0.86
	40					7.02	0.74	7.22	0.76	7.31	0.77	7.34	0.77
	50					7.50	0.67	7.79	0.68	7.93	0.69	8.01	0.69
	60					7.70	0.58	8.08	0.61	8.26	0.62	8.39	0.63
20	10							2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00
	20							4.81	0.98	4.82	0.98	4.82	0.98
	30							6.71	0.92	6.75	0.92	6.75	0.92
	40							8.08	0.84	8.21	0.85	8.22	0.85
	50							8.93	0.76	9.07	0.78	9.15	0.79
	60							9.35	0.70	9.60	0.71	9.75	0.72

Таблица 95

Коэффициент теплообмена ϵ и падения температуры b для $z = 2$ часа и $z' = 4$ часа

a'	Толщина кирпича мм	a											
		5		10		15		20		25		30	
		ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b
5	10	2.40	0.97	2.41	0.98	2.41	0.98	2.42	0.98	2.42	0.98	2.43	0.99
	20	4.08	0.83	4.13	0.84	4.16	0.85	4.18	0.85	4.20	0.85	4.20	0.85
	30	4.98	0.68	5.19	0.71	5.25	0.72	5.30	0.72	5.33	0.73	5.35	0.73
	40	5.50	0.57	5.82	0.61	5.96	0.62	6.07	0.63	6.12	0.64	6.15	0.64
	50	5.75	0.49	6.27	0.53	6.48	0.55	6.60	0.56	6.65	0.56	6.70	0.56
	60	6.02	0.44	6.60	0.47	6.80	0.48	6.95	0.49	7.00	0.50	7.06	0.50
10	10			2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00
	20			4.82	0.98	4.83	0.98	4.84	0.98	4.85	0.98	4.86	0.98
	30			6.77	0.92	6.79	0.92	6.80	0.92	6.81	0.92	6.82	0.93
	40			8.22	0.84	8.30	0.85	8.36	0.86	8.39	0.86	8.41	0.86
	50			9.18	0.77	9.40	0.78	9.50	0.79	9.55	0.79	9.58	0.79
	60			9.79	0.69	10.17	0.71	10.30	0.72	10.43	0.73	10.50	0.73
15	10					2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00
	20					4.94	1.00	4.94	1.00	4.94	1.00	4.95	1.00
	30					7.22	0.98	7.23	0.98	7.23	0.98	7.23	0.98
	40					9.17	0.93	9.20	0.94	9.21	0.94	9.21	0.94
	50					10.80	0.89	10.88	0.90	10.92	0.90	10.94	0.90
	60					11.85	0.83	12.08	0.84	12.12	0.84	12.15	0.84
20	10							2.47	1.00	2.47	1.00	2.47	1.00
	20							4.94	1.00	4.94	1.00	4.94	1.00
	30							7.35	0.99	7.35	0.99	7.36	0.99
	40							9.60	0.98	9.61	0.98	9.62	0.98
	50							11.60	0.98	11.63	0.95	11.64	0.95
	60							13.15	0.91	13.25	0.91	13.30	0.92

Таблица 96

Изменения ϵ и b при изменении коэффициента теплопроводности λ для $z = z' = 0.5$ часа

Коэффициенты теплопередачи	Толщина кирпича мм	$\lambda = 0.5$		$\lambda = 1.0$		$\lambda = 1.5$	
		ϵ	b	ϵ	b	ϵ	b
$a' = 5$ $a = 5$	10	1.00	1.05	1.00	1.00	1.00	0.98
	30	1.00	1.11	1.00	1.00	1.00	0.95
	50	1.00	1.14	1.00	1.00	1.00	0.93
$a' = 15$ $a = 15$	10	1.00	1.02	1.00	1.00	1.00	1.00
	30	0.94	1.05	1.00	1.00	1.00	1.00
	50	0.90	1.11	1.00	1.00	1.03	0.92

а) по Руммелю:

$$\epsilon = 1 : \left\{ \frac{1}{20 \times 0.5} + \frac{1}{15 \times 0.5} + 0.4 \left[\frac{2}{0.26 \times 0.0253 \times 1900} + \frac{0.0253}{2 \times 0.85 (0.5 + 0.5)} \right] \right\} =$$

$$= 1 : \{0.1 + 0.133 + 0.07\} = 1 : 0.303 = 3.3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период.}$$

б) по таблицам Хейлигенштедта — для $z = z' = 0.5$ час.

Пользуемся табл. 91. Для $a = 20$ и $a' = 15$ в таблице имеется величина ϵ : для кирпича толщиной 50 мм $\epsilon = 3.68$ ккал/м²·период.

Определим также коэффициент падения температуры b ; по той же табл. 91 для кирпича толщиной в 50 мм $b = 0.39$.

Это значит, что если средняя температура дыма равняется

$$t_{\text{ср. д}} = \frac{1300 + 300}{2} = 800^\circ$$

и средняя температура нагреваемого воздуха

$$t_{\text{ср. в}} = \frac{50 + 950}{2} = 500^\circ,$$

то среднее колебание температуры поверхности кирпича между максимальной температурой в период нагревания и минимальной в период остывания будет:

$$(t_{\text{ср. д}} - t'_{\text{ср. в}}) b = (800 - 500) \times 0.39 = 117^\circ.$$

Для сравнения рассчитаем коэффициент теплопрохождения в насадке так, как если бы тепло передавалось через стенку рекуператора, по ф-ле (206):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{2} \left(\frac{1}{\frac{1}{20} + \frac{1}{15} + \frac{0.0253}{0.85}} \right)} = \frac{1}{2} \frac{1}{0.05 + 0.067 + 0.0298} = 3.4.$$

В нашем примере $z = z' = 0.5$ часа, т. е. весь период продолжается 1 час; следовательно, для данного случая $k = \epsilon$. Мы видим, что и по этой приближенной формуле результат получился довольно близким к решениям, основанным на чрезвычайно подробных и кропотливых исследованиях вопроса.

В данном случае разница получилась: против Руммеля:

$$\frac{3.40 - 3.30}{3.40} \cdot 100 = 2.9\%,$$

против Хейлигенштедта:

$$\frac{3.68 - 2.4}{3.68} \cdot 100 = 7.6\%.$$

Если сопоставить это с утверждением Шака (1933), что подсчетам теплопередачи свойственна сравнительно малая точность, благодаря чему приходится допускать отклонения по крайней мере в 10%, — расхождения в 3—8% следует считать небольшими.

Пример расчета регенератора. Требуется рассчитать регенераторы для коксовой печи, работающей на доменном газе, по следующим заданиям:

Размер коксовой камеры $12.358 \times 0.4 \times 4.25 = 21$ м.

Объем загруженной шихты $12.358 \times 0.4 \times 3.9 = 19.3$ м³.

Вес шихты: $19.3 \times 735 = 14\,200$ кг.

Расчетный период коксования — 12 час.

Расход тепла: 650 ккал на 1 кг шихты;

на 1 камеру в 12 час.: $650 \times 14\,200 = 9\,230\,000$ ккал;

на 1 камеру в 1 час: $9\,230\,000 : 12 = 770\,000$ ккал;

на 1 камеру 0.5 часа: 385 000 ккал;

на 1 камеру в 1 сек.: 214 ккал.

Газовые объемы. Теплотворная способность доменного газа:

$$Q_H = 900 \text{ ккал/нм}^3.$$

Расход доменного газа:

$$214 : 900 = 0.238 \text{ нм}^3/\text{сек.}$$

Расход воздуха (по табл. 51, средние объемы), с избытком 20%:

$$0.90 \times 1.20 \times \frac{214}{1000} = 0.230 \text{ нм}^3/\text{сек.}$$

Объем дыма:

$$(1.90 + 0.90 \times 0.2) \frac{214}{1000} = 0.445 \text{ нм}^3/\text{сек.}$$

Расчетные температуры. Средняя температура поступающего в регенератор дыма 1300°.

Средняя температура уходящего из регенератора дыма 300°.

Средняя температура дыма:

$$t_{\text{ср. д}} = \frac{1300 + 300}{2} = 800^\circ.$$

Средняя температура поступающих в насадку регенератора воздуха и доменного газа 50°, выходящих из насадки — 1000°.

Средняя температура воздуха и доменного газа:

$$t_{\text{ср. в}} = \frac{50 + 1000}{2} = 525^\circ.$$

Разница средних температур:

$$\Delta t = t_{\text{ср. д}} - t_{\text{ср. в}} = 800 - 525 = 275^\circ.$$

Если среднюю разницу вычислить по ф-ле 213, то получится:

$$\Delta t = \frac{(1300 - 1000) - (300 - 50)}{2.303 \lg \frac{1300 - 1000}{300 - 50}} = 272^\circ.$$

Таким образом, среднелогарифмическая разница температур почти совпадает со среднеарифметической, и в дальнейшем расчете среднюю разницу температур будем принимать 275° .

Теплосодержание нагретого воздуха и газа. Теплосодержание 1 м^3 воздуха при 1000° (по табл. 23) 320 ккал/м^3 .

Теплосодержание его при 50° 15 ккал .

За один полупериод $z = z' = 0.5$ часа насадка отдает тепла воздуху:

$$(320 - 15) \times 0.230 \times 3600 \times 0.5 = 126\,000 \text{ ккал.}$$

Теплосодержание доменного газа (высчитанное на основании цифр табл. 23):

$$\text{при } 1000^{\circ} \text{ } 345 \text{ ккал/м}^3; \text{ при } 50^{\circ} \text{ } 15.9 \text{ ккал/м}^3.$$

За один полупериод насадка отдает тепла доменному газу:

$$(345 - 15.9) \times 0.238 \times 3600 \times 0.5 = 141\,000 \text{ ккал.}$$

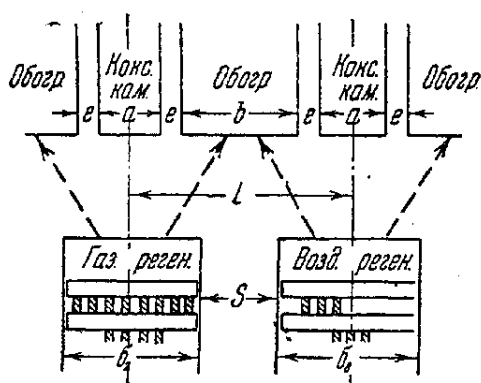


Рис. 123. Расположение регенераторов в коксовой печи Копперса.

Поэтому внешние теплопотери коксового регенератора невелики: можно принять их в 4% от воспринимаемого воздухом и газом тепла.¹ Таким образом, теплообмен насадки выразится:

для воздушного регенератора	$126\,000 \times 1.04 = 131\,000 \text{ ккал}$
„ газового	$141\,000 \times 1.04 = 147\,000 \text{ „}$

Строительная ширина регенераторов. Примем для нашего примерного расчета такое же расположение регенераторов, как и в системе Копперса (рис. 123). Ширина коксовой камеры $a = 400 \text{ мм}$; толщина стенок ее $l = 120 \text{ мм}$; ширина обогревательного простенка $b = 700 \text{ мм}$; расстояние между осями камер L равняется:

$$L = b + 2e + \frac{a}{2} \cdot 2 = 700 + 260 + 400 = 1360 \text{ мм.}$$

Толщину стенки между регенераторами S примем в два стандартных кирпича, т. е. $230 + 6 + 230 = 466 \text{ мм}$.

На ширину кладки газового и воздушного регенераторов в пределах двух осей (т. е. на одну коксовую камеру) приходится:

$$1360 - 466 = 894 \text{ мм.}$$

Это — суммарная ширина двух половинок регенераторов, обслуживающих один обогревательный простенок, или, что то же, одну коксовую камеру.

¹ Хейлигенштедт (1933, стр. 226) принимает их в 6% от теплосодержания дыма.

На каждую половинку эта ширина должна распределиться пропорционально теплообмену кладки газового и воздушного регенераторов. Это выйдет:

$$\text{для газового регенератора } \frac{894 \times 147\,000}{147\,000 + 131\,000} = 474 \text{ мм.}$$

$$\text{для воздушного } \frac{894 \times 131\,000}{147\,000 + 131\,000} = 420 \text{ мм.}$$

Строительная длина регенератора. В системе Копперса длина каждого регенератора равняется половине длины коксовой камеры за вычетом толщины стенки, разделяющей регенераторы по торцам. При длине коксовой камеры 12 358 мм, при толщине разделяющей стенки в 466 мм длина регенераторов (насадки их) получается:

$$(12\,358 - 466) : 2 = 5946 \text{ мм.}$$

В дальнейшем мы сделаем расчет для насадочного кирпича стандартного размера — 230 × 112 × 65 мм.

Укладка кирпичей обыкновенная, не смещенная (рис. 124).

Расстояние между кирпичами $d = 65$ мм.

Строительная толщина кирпича $S = 65$ мм.

Эквивалентная толщина $2X = 50.6$ мм; $X = 25.3$ мм.

Свободное сечение для прохождения доменного газа в регенераторе (не принимая во внимание расстояние между концами кирпичей):

$$\frac{1}{4} \times 0.474 \times 5.946 = 0.705 \text{ м}^2.$$

Скорость прохождения доменного газа:

$$v_0^{\text{дом. г}} = 0.238 : 0.705 = 0.338 \text{ м/сек.}$$

Свободное сечение для прохождения воздуха:

$$\frac{1}{4} \times 0.420 \times 5.946 = 0.625 \text{ м}^2.$$

Скорость прохождения воздуха:

$$v_0^{\text{в}} = 0.230 : 0.625 = 0.368 \text{ м/сек.}$$

Скорость прохождения дыма:

$$v_0^{\text{д}} = 0.445 : (0.705 + 0.625) = 0.333 \text{ м/сек.}$$

Коэффициент конвекции по Кистнеру [ф-ла (210)] для доменного газа:

$$\alpha_{\text{к}}^{\text{дом. г}} = \frac{7.5 \times 0.338^{0.5}}{0.065^{0.333}} = 10.8 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час};$$

для воздуха:

$$\alpha_{\text{к}}^{\text{в}} = \frac{7.5 \times 0.368^{0.5}}{0.065^{0.333}} = 11.3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час};$$

для дыма:

$$\alpha_{\text{к}}^{\text{д}} = \frac{7.5 \times 0.333^{0.5}}{0.065^{0.333}} = 10.7 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.}$$

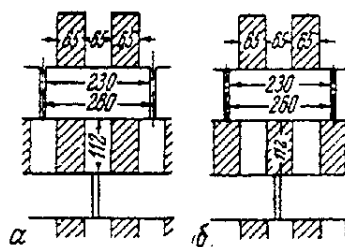


Рис. 124. Укладка кирпичей в насадке регенератора: а—обыкновенная (не смещенная); б—смещенная (шахматная).

На основании данных табл. 16 определяем для средней температуры дыма 800° $\alpha_{\text{п}}^{\text{д}} = 6.5$. Цифрами той же таблицы воспользуемся для определения коэффициента лучеиспускания доменного газа. Принимая

во внимание, что теплоизлучающей составной части CO_2 в доменном газе содержится в полтора раза меньше, чем в продуктах горения его, путем интерполяции и соответствующего расчета получаем для доменного газа коэффициент лучеиспускания при $500^\circ \alpha_{\lambda}^{\text{дом. г}} = 3.8$.

На основании изложенных данных высчитываем коэффициент теплопередачи:

1. От дыма к воздуху:

а) по формуле (205):

$$k = \frac{1}{2} \frac{1}{\frac{1}{10.7 + 6.5} + \frac{1}{11.3} + \frac{0.0253}{0.85}} = \frac{0.5}{\frac{1}{17.2} + \frac{1}{11.3} + \frac{0.0253}{0.85}} =$$

$$= \frac{0.5}{0.0581 + 0.089 + 0.0298} = 2.83 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час};$$

б) по формуле Руммеля (209):

$$\varepsilon = 1 : \left\{ \frac{1}{17.2 \times 0.5} + \frac{1}{11.3 \times 0.5} + 0.4 \times \left[\frac{2}{0.6 \times 0.0253 \times 1900} + \frac{0.0253}{2 \times 0.55(0.5 + 0.5)} \right] \right\} = 1 : \{0.116 + 0.177 + 0.4 [0.16 + 0.023]\} =$$

$$= 1 : \{0.293 + 0.07\} = 2.77 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период};$$

в) интерполирую по таблицам Хейлигенштедта:

$$\varepsilon = 2.91 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период}; \quad b = 0.32.$$

2. От дыма к доменному газу:

а) по формуле (205):

$$k = \frac{1}{2} \frac{1}{\frac{1}{10.7 + 6.5} + \frac{1}{10.8 + 3.8} + \frac{0.0253}{0.85}} = \frac{0.5}{\frac{1}{17.2} + \frac{1}{14.6} + \frac{0.0253}{0.85}} =$$

$$= \frac{0.5}{0.058 + 0.0685 + 0.0298} = 3.19 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час};$$

б) по формуле Руммеля (209)

$$\varepsilon = 1 : \left\{ \frac{1}{17.2 \times 0.5} + \frac{1}{14.6 \times 0.5} + 0.4 \left[\frac{2}{0.26 \times 0.0253 \times 1900} + \frac{0.0253}{2 \times 0.85(0.5 + 0.5)} \right] \right\} = 1 : \{0.116 + 0.139 + 0.07\} = 1 : 0.324 =$$

$$= 3.07 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период};$$

в) интерполирую по таблицам Хейлигенштедта:

$$\varepsilon = 3.4 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период}; \quad b = 0.37.$$

Так как в нашем случае полный период равняется 1 часу, то $\varepsilon = k$ по ф-лам (205), (209) и, следовательно, ε и k сравнимы.

Примем для дальнейшего расчета средние величины:

$$\varepsilon_{\text{дым-возд}} : (2.83 + 2.77 + 2.91) : 3 = 2.82 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период}$$

$$\varepsilon_{\text{дым-домен. г}} : (3.19 + 3.07 + 3.4) : 3 = 3.21$$

Величина теплообмена на 1 м² в течение одного периода равняется:

$$\varepsilon (t_{\text{ср. д}} - t_{\text{ср. в}}).$$

Для воздушного регенератора это составит:

$$2.82 \times (800 - 525) = 775 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период};$$

для газового регенератора:

$$3.21 \times (800 - 525) = 885 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период}.$$

При периоде, равном 1 часу, эта величина совпадает с величиной теплообмена в час:

$$k_{800-525}^{\text{возд}} = 775 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час},$$

$$k_{800-525}^{\text{дом. г}} = 885 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час}.$$

Поверхность теплообмена насадки. Активная (воспринимающая тепло) поверхность воздушного регенератора, считая на одну коксовую камеру:

$$F_{\text{возд}} = 131\,000 : 775 = 169 \text{ м}^2;$$

активная поверхность газового регенератора:

$$F_{\text{дом. газ}} = 147\,000 : 885 = 166 \text{ м}^2.$$

Каждый кирпич имеет активную поверхность — 0.0665 м².

Число кирпичей:

в воздушном регенераторе	169 : 0.0665 = 2540
в газовом	166 : 0.0665 = 2500.

Объем насадки. При расстоянии между рядами кирпичей $S = 65$ мм и при прозорах между торцами кирпичей в 30 мм каждый кирпич (с пустотами) занимает место в насадке:

$$(0.230 + 0.03) \times 0.112 \times (0.065 + 0.065) = 0.00378 \text{ м}^3;$$

объем насадки воздушного регенератора:

$$0.00378 \times 2540 = 9.6 \text{ м}^3;$$

объем насадки газового регенератора:

$$0.00378 \times 2500 = 9.50 \text{ м}^3.$$

Высота насадки. Строительная ширина воздушного регенератора на одну камеру — 0.420; длина — 5.946 м; площадь горизонтального сечения — $5.946 \times 0.420 = 2.50 \text{ м}^2$.

Высота насадки воздушного регенератора:

$$H_{\text{возд}} = 9.6 : 2.50 = 3.80 \text{ м}.$$

Площадь горизонтального сечения газового регенератора:

$$5.946 \times 0.474 = 2.82 \text{ м}^2.$$

Высота насадки газового регенератора:

$$H_{\text{дом. г}} = 9.50 : 2.82 = 3.37 \text{ м}.$$

Таким образом размеры пространства, занятого насадкой для одной коксовой камеры (или для одной обогревательной стенки), равняются:

	Возд. регенератор	Газ. регенератор
Ширина	0.420 м	0.474 м
Длина	5.946 "	5.946 "
Высота	3.80 "	3.37 "

Размеры должны быть согласованы с размером камней; так, если применяются кирпичи высотой 112 мм, то число рядов в воздушном регенераторе будет:

$$3800 : 112 = 34 \text{ ряда;}$$

число рядов в газовом регенераторе:

$$3370 : 112 = 30 \text{ рядов.}$$

По конструктивным соображениям высота газового и воздушного регенераторов должна быть одинакова. Для выравнивания высот следует соответственно изменить ширину регенераторов.

Чем меньше размеры кирпичей, тем больше поверхности теплопередачи приходится на 1 м³ насадки, тем меньше, следовательно, будет строительный объем регенераторов.

Примем для второго примера подсчета размер кирпичей:

$$190 \times 100 \times 50 \text{ мм.}$$

Расположение кирпичей примем то же — не смещенное, с расстояниями между рядами и d , равными толщине кирпича; расстояние между торцами кирпичей 10 мм.

Активная поверхность кирпича:

$$0.19 \times 0.1 \times 2 + 0.19 \times 0.05 \times 2 - 0.05 \times 0.05 \times 4 = 0.047 \text{ м}^2.$$

Объем одного кирпича:

$$0.19 \times 0.1 \times 0.05 = 0.00095 \text{ м}^3.$$

Эквивалентная толщина кирпича:

$$2X = \frac{2 \times 0.00095}{0.047} = 0.0404 \text{ м; } X = 0.0202 \text{ м.}$$

Объем насадки, приходящейся на 1 кирпич:

$$(0.19 + 0.01) \times 0.1 \times (0.05 + 0.05) = 0.002 \text{ м}^3.$$

Скорость прохождения воздуха, доменного газа и дыма те же, что и в первом варианте.

Коэффициент конвекции по Кистнеру (ф-ла 210):

$$\alpha_{\text{к}}^{\text{дом. г}} = \frac{7.5 \times 0.338^{0.5}}{0.05^{0.333}} = 11.8 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час;}$$

$$\alpha_{\text{к}}^{\text{возд}} = \frac{7.5 \times 0.368^{0.5}}{0.05^{0.333}} = 12.3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час;}$$

$$\alpha_{\text{к}}^{\text{дым}} = \frac{7.5 \times 0.333^{0.5}}{0.05^{0.333}} = 11.7 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.}$$

Интерполируя по табл. 16, получаем коэффициент лучеиспускания:

$$\alpha_{\text{л}}^{\text{дым}} = 5.1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час; } \alpha_{\text{л}}^{\text{дом. г.}} = 2.9 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.}$$

Высчитываем коэффициенты теплопередачи:

1. От дыма к воздуху:

а) по ф-ле (205):

$$k = \frac{1}{\frac{1}{11.7 + 5.1} + \frac{1}{12.3 + 0.85} + \frac{0.0202}{0.55}} = \frac{0.5}{\frac{1}{16.8} + \frac{1}{12.1} + \frac{0.0202}{0.55}} = \frac{0.5}{0.0595 + 0.0813 + 0.0238} = 3.02 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час;}$$

б) по формуле Руммеля {209}:

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 1 : \left\{ \frac{1}{16.8 \times 0.5} + \frac{1}{12.3 \times 0.5} + 0.4 \left[\frac{2}{0.26 \times 0.0202 \times 1900} + \frac{0.0202}{2 \times 0.85 (0.5 + 0.5)} \right] \right\} = \\ &= 1 : \{0.119 + 0.1624 + 0.4 [0.2 + 0.0119]\} = 1 : \{0.119 + 0.1624 + 0.085\} = \\ &= 2.71 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период;} \end{aligned}$$

в) по таблицам Хейлигенштедта:

$$\varepsilon = 2.90 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период.}$$

2. От дыма к доменному газу:

а) по ф-ле (205):

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{2} \frac{1}{\frac{1}{11.7 + 5.1} + \frac{1}{11.8 + 2.9} + \frac{0.0202}{0.85}} = \frac{0.5}{\frac{1}{16.8} + \frac{1}{14.7} + \frac{0.0202}{0.85}} = \\ &= \frac{0.5}{0.0595 + 0.069 + 0.0238} = 3.28 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час;} \end{aligned}$$

б) по формуле Руммеля (209):

$$\begin{aligned} \varepsilon &= 1 : \left\{ \frac{1}{16.8 \times 0.5} + \frac{1}{14.7 \times 0.5} + 0.4 \left[\frac{2}{0.26 \times 0.0202 \times 1900} + \frac{0.0202}{2 \times 0.95 (0.5 + 0.5)} \right] \right\} = \\ &= 1 : \{0.119 + 0.136 + 0.085\} = 3.03 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период;} \end{aligned}$$

в) по таблицам Хейлигенштедта:

$$\varepsilon = 3.10 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период.}$$

Примем:

дым — воздух : $(3.02 + 2.71 + 2.90) : 3 = 2.87 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период}$

дым — доменный газ : $(3.28 + 3.03 + 3.10) : 3 = 3.14 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период.}$

Величина теплообмена на 1 м²:

для воздушного регенератора:

$$2.87 \times (800 - 525) = 790 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период;}$$

для газового регенератора:

$$3.14 \times (800 - 525) = 865 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{период.}$$

Поверхность теплообмена насадки:

Активные поверхности:

воздушного регенератора

$$F_{\text{возд}} = 131\,000 : 790 = 166 \text{ м}^2;$$

газового регенератора

$$F_{\text{дом. г}} = 147\,000 : 865 = 170 \text{ м}^2.$$

Число кирпичей:

в воздушном регенераторе

$$166 : 0.047 = 3530,$$

в газовом регенераторе

$$170 : 0.047 = 3620.$$

Объем насадки. На каждый кирпич приходится объем в насадке (считая с пустотами):

$$(0.190 + 0.010) \times 0.100 \times 0.050 \times 2 = 0.002 \text{ м}^3;$$

объем насадки воздушного регенератора:

$$0.002 \times 3530 = 7.06 \text{ м}^3;$$

объем насадки газового регенератора

$$0.002 \times 3620 = 7.24 \text{ м}^3.$$

Высота насадки:

$$H_{\text{возд}} = 7.06 \times 2.50 = 2.82 \text{ м},$$

$$H_{\text{дом. г}} = 7.24 : 2.82 = 2.57 \text{ м}.$$

Это соответствует $2.82 : 0.1 = 28$ рядам кирпича в воздушном регенераторе и $2.57 : 0.1 \approx 27$ рядам в газовом регенераторе. Строительная высота насадки:

$$H_{\text{возд. стр}} = 28 \times 0.1 = 2.8 \text{ м},$$

$$H_{\text{дом. г., стр}} = 27 \times 0.1 = 2.7 \text{ м}.$$

Размеры пространства, занятого насадкой для одной коксовой камеры или одной обогревательной стенки:

	Возд. регенератор	Газ. регенератор
Ширина	0.420 м	0.474 м
Длина	5.946 "	5.946 "
Высота	2.800 "	2.700 "

Таким образом, мы видим, что, взяв вместо кирпичей $230 \times 112 \times 65$ мм кирпичи $190 \times 100 \times 50$ мм, мы получим на 30% меньший строительный объем и соответственно меньший расход огнеупора. В этом отношении мелкий кирпич имеет преимущество перед крупным. Но мелкий кирпич не всегда возможно применять.

Стенки рекуператора должны только передавать тепло путем установившегося состояния теплового потока — от среды теплоотдающей к стенке тепловоспринимающей. Масса стенки кирпича в рекуператоре существенной роли не играет: она имеет значение только в смысле влияния на величину общего коэффициента теплопрохождения. В регенераторах масса кирпича должна быть такова, чтобы насадка могла аккумулировать все то тепло, которое по расчету она должна передать нагреваемой среде — воздуху или газу. Насадка из слишком тонкого кирпича может обладать такой малой массой, что она не будет в состоянии вместить нужное по расчету количество тепла.

Но требования к насадке идут еще дальше. В начале полупериода температура нагреваемой среды — воздуха или газа — выше, чем в конце, когда насадка отдает уже заполненное в предыдущий полупериод тепло и несколько остынет. Чем толще кирпич насадки, тем меньше колебания температуры ее, тем меньше колебания температуры и нагреваемой среды. В некоторых случаях, например, при нагревании доменного дутья, важно, чтобы эти колебания были возможно меньше.

Поэтому важно найти не только поверхность теплообмена насадки, но также знать, в каких пределах колеблется температура насадки — определить „коэффициент падения температуры“.

Интерполируя цифры табл. 91, находим этот коэффициент:

	Возд. регенератор	Газ. регенератор
Для насадки $230 \times 112 \times 65$	0.32	0.37
„ „ $190 \times 100 \times 50$	0.38	0.41

Сообразно этому колебания температуры поверхности кирпичей получаются:

		Возд. регенератор	Газ. регенератор
Для насадки . . .	230×112×65	88°	102°
„ „	190×100×50	104°	112°

Для решения вопроса, какой применять кирпич — толстый или тонкий, имеет значение строительная прочность кирпича при высокой температуре. Чем толще кирпич, тем меньше колеблется его температура приближаясь к средней температуре теплоотдающей и теплопринимающей среды. Поэтому в тех случаях, когда имеется опасность перегрева и размягчения кирпичей насадки (что часто имеет место в верхних рядах насадки), следует класть более толстые кирпичи; середина толстого кирпича, в которой температура мало отходит от средней температуры

$$t_{ср} = \sim (t_{ср. д} + t_{ср. в}) : 2$$

служит как бы хребтом, удерживающим кирпич от деформации. В тонком кирпиче, в котором колебания температуры в середине кирпича мало отличаются от колебаний на поверхности и температура поверхности в период нагревания близка к температуре омывающего его пламени, такого хребта не имеется, и кирпич легко может претерпеть деформацию. Это особенно относится к шамотному кирпичу, некоторые сорта которого заметно деформируются уже при 1100°.

Весьма рационально комбинировать в насадке толстые и тонкие кирпичи: верхние ряды делать из толстого кирпича, остальные — из тонкого. Иногда разбивают каждый регенератор на две части: на камеру, выложенную из толстого кирпича, и камеру, выложенную из кирпича тонкого. Такие регенераторы встречаются иногда в конструкциях мартеновских печей; в этом случае отходящее пламя поступает сначала в насадку из толстого кирпича, потом — из тонкого.

ГЛАВА VII

СХЕМА РАСЧЕТА ПЕЧНОЙ СИСТЕМЫ

Расчет печной системы состоит из следующих частей:

1. Расчет расхода тепла. Этот расход состоит из расхода на собственно технологические процессы (нагревание загруженного материала, положительный или отрицательный расход тепла на химические реакции — разложение солей, восстановление, окисление, шлакообразование, испарение и т. п.) и потери тепла самой печью (глава I).

2. Расчет объема печных газов (глава II).

3. Расчет отдельных частей печной системы: колосниковой решетки, горелок, топок, пламенного пространства, регенераторов, рекуператоров и т. п. (глава VI).

4. Назначение и определение скоростей движения газов в отдельных частях печной системы. В разных частях печной системы скорости принимаются разные. Так, в боровах и дымовых трубах v_0 принимается равным 2—3 м/сек; в очень крупных боровах и трубах можно допускать и более значительные скорости. В отдельных частях принимаются скорости, соответствующие назначению этих частей; так, например, газовое и воздушное окна в рабочем пространстве мартеновской печи должны давать сильную струю пламени, ударяющую в поверхность ванны и вызывающую движение и перемешивание расплавленного шлака. Скорости газа и воздуха

в этих окнах, при температуре нагрева около 1000° , дают 25—50 м/сек что соответствует v_0 от 5.5 до 11 м/сек. В случаях, когда распределительный боров или камера сообщается с несколькими частями системы одинакового назначения, которые должны одинаково омываться печными газами, входы в эти части делаются малого размера, так, чтобы в этих входах скорость была значительно больше, чем в частях пути газов до этих входов и за ними; это создает одинаковые сопротивления, выравнивающие работу отдельных частей.

По объемам и скоростям газов определяются сечения. Некоторые сечения делаются, не исходя из объемов и скоростей. Так, например, иногда борова делаются такого сечения, чтобы они были доступны для прохода рабочих во время ремонтов; в этом случае скорость движения газов в них может быть значительно меньше указанных норм. Сечения и вообще размеры пламенного и рабочего пространства печей определяются не по скорости.

Пламенное пространство рассчитывается по напряженности (табл. 88); оно переходит в рабочее пространство печи, если перерабатываемый материал обрабатывается пламенем (рабочее пространство мартеновских, прокатных, кузнечных, кирпичеобжигательных печей и др.). В большинстве случаев напряженность в рабочем пространстве печи меньше норм табл. 88; если на каждый кубический метр рабочего пространства приходится расход тепла меньше, чем указано в табл. 88, то это делу не вредит. Наоборот, при назначении размеров рабочего пространства необходимо соблюдать, чтобы эти нормы не превышались: при превышении норм реакции горения могут не завершаться в рабочем пространстве, и окончание процесса горения может перейти в часть печи после рабочего пространства. Это невыгодно по двум причинам. Незавершенное горение в рабочем пространстве может снизить температуру в нем, и перенесение горения в части после рабочего пространства ведет к перегреву и даже оплавлению в этих частях (например, в регенераторе).

Могут быть особо рассчитаны отдельные части рабочего пространства. Так, в некоторых случаях полезно делать часть свода возвышенной или отграниченной перемычкой от остальной части рабочего пространства, чтобы создать в этой части печи усиленную теплопередачу путем усиления лучеиспускания более толстого слоя пламени, как это нередко практикуется в головной части методических печей для усиленного нагрева подлежащих прокатке слитков перед их выдачей из печи. По терминологии Грум-Гржимайло, в этих местах создаются „пламенные мешки“.

5. На основании объемов газов и скоростей высчитываются сечения окон, каналов, труб. В тех частях, которые проектируются не по скоростям, а по техническим данным (рабочее пространство, регенераторы и т. п.), по сечениям и объемам газов высчитываются скорости.

6. Обозначаются характерные для определения сопротивлений величины и признаки: длина каналов, их приведенный диаметр, характер местных сопротивлений и величина их коэффициентов.

7. По скоростям и характеру движения определяются сопротивления в отдельных частях печной системы—от топки до дымовой трубы (глава IV).

8. Все сопротивления суммируются и к сумме прибавляется некоторый запас. Если печная система является закрытой от топки или горелок до устья дымовой трубы без открытых или часто открываемых рабочих окон (например, паровые котлы, печи для обжига керамических изделий), то берется одна сумма сопротивлений—от топки до дымовой трубы. Если печная система

имеет часто открываемые и неплотно закрывающиеся рабочие окна в рабочем пространстве, благодаря которым давление в рабочем пространстве на уровне середины окон надо держать равным давлению наружной атмосферы, то сопротивления разбивают на две суммы: первая сумма — от входа воздуха или газообразного топлива в печную систему до рабочего пространства (например, от зольника до окон рабочего пространства, от входа воздуха и газа в регенераторы до окон рабочего пространства регенеративной печи); вторая сумма — от рабочего пространства до устья дымовой трубы.

9. Сумма сопротивлений должна покрываться располагаемым напором дымовой трубы или искусственной тягой. По соответствующим формулам или графикам [глава VI, ф-лы (189), (190),

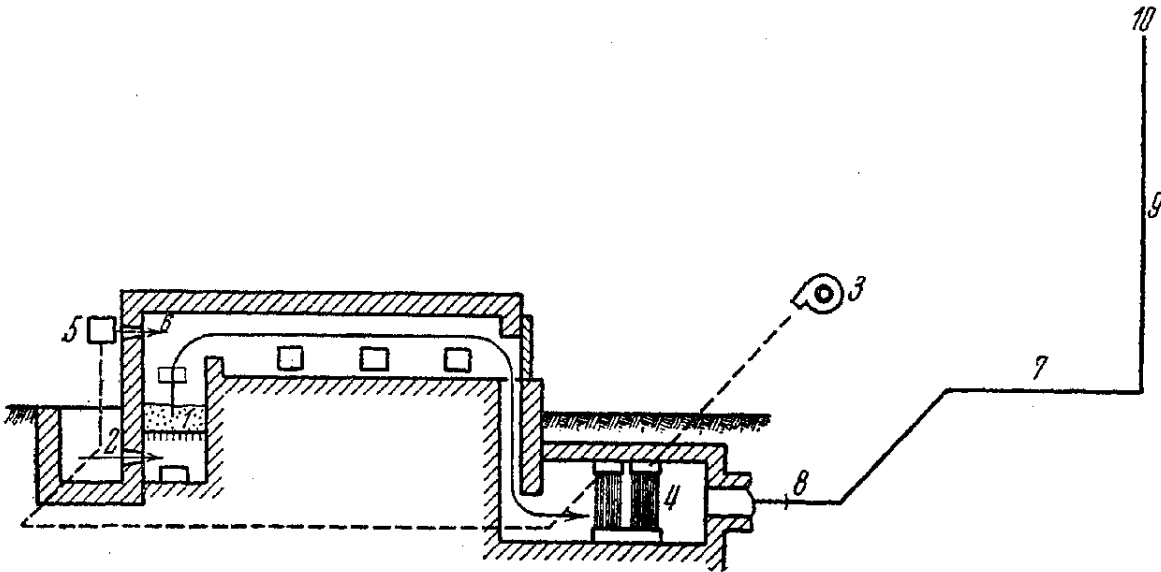


Рис. 125. Схема печной системы:

1—полугазовая топка; 2—паровое дутье; 3—вентилятор для вторичного воздуха; 4—рекуператор; 5—распределитель дутья; 6—фурмы; 7—дымовой бороз; 8—дымовой шибер; 9—дымовая труба; 10—устье трубы.

рис. 107] определяется высота дымовой трубы или мощность эксгаустера [ф-лы (198)—(200); инжекционные устройства — глава V, ф-ла (187), рис. 103].

Если рабочее пространство должно иметь давление, равное атмосферному, то высота части печи до рабочего пространства (топка, регенератор) должна быть такова, чтобы напор этой части преодолевал сопротивление до рабочего пространства. Если невозможно в этой части пути газов иметь достаточный естественный напор (например, для получения необходимого естественного напора пришлось бы дать слишком большую, конструктивно неудобную, высоту топки), то надо предусмотреть необходимый добавочный искусственный напор.

10. Подобное же согласование сопротивлений с располагаемым напором надо провести и по вспомогательному потоку, например, для вторичного воздуха, нагреваемого в рекуператоре.

Чтобы иллюстрировать ход расчета на примере, приведем расчет печной системы в самых основных чертах, схематически, не вдаваясь в детали. Для примерного расчета возьмем печь с полугазовой топкой, с нагреванием вторичного воздуха в металлическом рекуператоре (рис. 125). Задания примем те же, которые мы имеем при расчете рекуператора, а именно:

расход тепла на технологический процесс — 2 000 000 ккал/час;
теплотери в печи через ее стенки 1 000 000 ккал/час;

полугазовая топка на каменном угле с 40% летучих; уголь неспекающийся; размер кусков — 10—30 мм;

избыток воздуха при сжигании газа полугазовой топки — 10% от общего теоретического;

температура нагрева вторичного воздуха — 400°;

температура поступающего в рекуператор воздуха 0°;

присос воздуха в печи (до рекуператора) 40% от объема дыма, поступающего в рабочее пространство печи;

температура отходящего дыма 800°.

В ходе расчета мы используем те подсчеты, которые были сделаны при расчете рекуператора (глава VI).

1. *Расход тепла* в печи без учета нагрева воздуха и потерь в трубу (см. {1}, {2}):

$$2\,000\,000 + 1\,000\,000 = 3\,000\,000 \text{ ккал/час};$$

то же с учетом нагретого воздуха и потерь в трубу (см. {17}):

$$3\,000\,000 \times 1.44 = 4\,325\,000 \text{ ккал/час.}$$

2. *Объем дыма*, поступающего в рабочее пространство (см. {19}):

$$1.935 \times \frac{3\,000\,000}{1000} = 5810 \text{ нм}^3/\text{час} = 1.62 \text{ нм}^3/\text{сек};$$

объем дыма, уходящего из рабочего пространства (см. {21}):

$$5810 \times 1.40 = 8140 \text{ нм}^3/\text{час} = 2.26 \text{ нм}^3/\text{сек.}$$

Объемы воздуха. Теоретический расход воздуха (табл. 51) при сжигании каменного угля $\frac{1.13 \text{ нм}^3}{1000 \text{ ккал}}$, если бы не было подогрева воздуха и если бы не было потерь тепла с отходящим дымом; при наличии этих условий, вводя фактор K по ф-ле 124 (см. {14}, {16}, {17}), общий расход воздуха (при 10% избытка) получается:

$$1.13 \times 1.44 \times \frac{3\,000\,000}{1000} \times 1.10 = 5365 \text{ нм}^3/\text{час} = 1.49 \text{ нм}^3/\text{сек.}$$

Из этого количества приходится на вторичный воздух (см. {20}) 1.08 нм³/сек.

Первичного воздуха поступает под колосники:

$$1.49 - 1.08 = 0.41 \text{ нм}^3/\text{сек.} \quad \{20'\}$$

Объем продуктов неполного горения (генераторного газа), проходящих по слою топлива в полугазовой топке. Сообразно расчету неполного горения угля, содержащего 40% летучих, на 1 кг органической массы получается 3975 л продуктов неполного горения (см. стр. 165). Теплотворная способность органической массы такого угля $Q_n = 7700$ ккал.

Следовательно, на 1000 ккал их получается:

$$3.975 : \frac{7700}{1000} = 0.516 \text{ нм}^3.$$

Вводя же в нашем случае фактор $K = 1.44$ (см. {17}), получаем объем газа в 1 час и 1 сек:

$$0.516 \times 1.44 \times \frac{3\,000\,000}{1000} = 2230 \text{ нм}^3/\text{час} \sim 0.62 \text{ нм}^3/\text{сек.}$$

3. Из расчетов отдельных частей нашей печной системы, помимо расчета боровов и дымовой трубы, главнейшими будут *расчеты*: а) *полугазовой топки*, б) *рекуператора*.

а) Обычная полугазовая топка представляет собою топку с колосниковой решеткой (горизонтальной или наклонной, ступенчатой) настолько углубленной, чтобы на ней можно было держать достаточный слой топлива и чтобы естественный напор преодолевал сопротивление слоя топлива при прохождении через него газов.

В нашем случае объем проходящих через топливо продуктов неполного горения (газа) равняется $0.62 \text{ нм}^3/\text{сек}$.

При средней температуре слоя топлива в 900° этот объем равняется:

$$\frac{0.62 \times (900 + 273)}{270} = 2.69 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Для определения сопротивлений при прохождении газов через слой топлива воспользуемся цифрами Вагнера, Гольшу и Барта (табл. 79) и ф-лой (150') (глава IV).

Вес 1 нм^3 газа в слое топлива примем $\gamma = 1.2$. При средней температуре в 900° он равняется:

$$\gamma_{900^\circ} = 1.2 \frac{273}{273 + 900} = 0.279 \text{ кг/м}^3.$$

Цифры табл. 79 относятся к $\gamma = 1.24$. Следовательно, для нашего случая цифры этой таблицы надо помножить на фактор:

$$\phi = \left(\frac{0.279}{1.24}\right)^{0.85} = 0.283.$$

На основании этого определим сопротивление для разных скоростей и для разной высоты слоя топлива применительно к нашему случаю (табл. 97). В табл. 97, в двух крайних столбцах, указаны площадь сечения шахты топки и напряженность на 1 м^2 сечения топки; последняя дается в больших калориях в 1 час на 1 м^2 и в килограммах угля на 1 м^2 , считая на уголь, имеющий $Q_n = 7000 \text{ ккал}$. В нашем случае весь расход тепла в час равняется $3\,000\,000 \times 0.44 = 4\,320\,000 \text{ ккал}$, расход угля — $4\,320\,000 : 7000 = 617 \text{ кг/час}$.

Таблица 97

Сопротивление слоя неспекающегося угля при прохождении через него генераторного газа при средней $t = 900^\circ$, при высоте слоя в 0.5, 1.0, 1.5 и 2.0 м

Размер кусков 10—30 мм

Скорость движения газа v м/сек	Сопротивление слоя в 1 м (по табл. 79) мм вод. ст.	Сопротивление при движении генераторного газа $\gamma_t = 0.279 \text{ кг/м}^3$ при высоте слоя, в м				Площадь сечения шахты м^2	Напряженность на 1 м^2 сечения шахты	
		0.5	1.0	1.5	2.0		ккал/час/м ²	кг/м ²
0.1	2.5	0.36	0.71	1.07	1.42	26.60	23.2	162 000
0.2	10	1.40	2.88	4.20	5.60	13.30	46.4	324 000
0.3	24	3.40	6.80	10.20	13.60	8.87	69.6	486 000
0.4	40	5.70	11.3	17.00	22.70	6.65	92.7	648 000
0.5	60	8.50	17.0	25.50	34.00	5.32	118	810 000
0.6	80	11.30	22.60	33.90	45.20	4.43	139	975 000
0.7	105	14.90	29.7	44.60	59.40	3.80	162	1 135 000
0.8	134	19.00	37.9	56.90	75.80	3.32	186	1 300 000
0.9	163	23.10	46.1	69.20	92.20	2.96	208	1 458 000
1.0	200	28.30	56.6	84.90	113.20	2.66	232	1 620 000

Если бы мы хотели сделать топку, работающую естественным напором, то колосниковую решетку (верхний ее край) надо было бы поместить на 2—2.5 м ниже уровня рабочих окон; при таком погружении естественный напор будет (по графику рис. 107, глава VI) 1.8—2.25 мм. Слой угля с указанной крупностью (с шлаковой подушкой) в полугазовой топке можно дать 0.5 м; согласно табл. 97, это потребовало бы площади колосниковой решетки около 10 м²; такая большая поверхность делает громоздкой и самую топку, и уход за ней.

Чтобы конструкцию сделать компактнее и удобнее, следует построить генератор непосредственно рядом с головной частью печи, с механическим удалением золы, с механической шуровкой; обслуживание такого генератора несравненно проще, чем обслуживание простой полугазовой топки с ручной загрузкой топлива, с ручной шуровкой и с ручной очисткой колосников от шлаков. Расход угля на нашу печь в сутки:

$$617 \text{ кг} \times 24 = 14780 \text{ кг},$$

вполне оправдывает установку современного газогенератора. При обычной напряженности газогенератора в 140 кг угля на 1 м² в час, при высоте слоя шлака и угля в 1.5 м² потребуется дутье с давлением в 34—35 мм. Но в виду того, что давление расходуется также и по пути движения воздуха от вентилятора до газогенератора и что надо еще дать некоторый избыток напора на случай временных неблагоприятных условий (например, увеличение содержания мелочи в угле, которая очень сильно увеличивает сопротивление), расчетный напор рекомендуется брать с очень большим запасом. Примем расчетный напор с тройным запасом против высчитанного — 100 мм.

Вентилятор подбирается по фирменным каталогам, по производительности (объему подаваемого воздуха в 1 час) и давлению.

В нашем случае часовая производительность равняется (см. {20}):

$$0.41 \times 3600 = 1480 \text{ м}^3.$$

Такую производительность даст центробежный вентилятор „Сирокко“ № 2.

Расход энергии рассчитывается по ф-ле (181) (глава V). При расходе холодного воздуха в 1480 м³/час и расчетном давлении 100 мм вод. ст. получается:

$$A = 1480 \times 100 = 148000 \text{ кгм/час.}$$

При к. п. д. небольших центробежных вентиляторов $\eta = 0.4$ расчетная мощность мотора будет:

$$N = \frac{Q \cdot p}{3600 \times 75} = \frac{1480 \times 100}{3600 \times 75 \times 0.4} = 1.37 \text{ л. с.}$$

Берется мотор с запасом мощности в 50% ближайшего торгового номера; в данном случае = 2.5—3 л. с.

б) Расчет рекуператора, соответствующий заданиям нашего примера, сделан в нескольких вариантах в главе VI. Остановимся на металлическом рекуператоре.

4. На пути дыма в рабочем пространстве *скорости* не принимаются в расчет — они здесь так малы и сечение так велико, что сопротивление здесь получается исчезающе малым. Скорости и сопротивления имеют значения в борове, в дымовой трубе и в ряде местных сопротивлений; в окнах при входе в опускные колодцы в конце рабочего пространства; в повороте при входе в камеру рекуператора;

в рекуператоре при выходе из камеры рекуператора в дымовой боров; в дымовом шибере; в двух горизонтальных поворотах большого борова на 90° ; в вертикальном повороте при переходе борова в дымовую трубу, при выходе из устья дымовой трубы.

Для удаления дыма из рабочего пространства в конце его имеются 7 окон над опускаемыми колодцами, с сечением каждое 345×345 мм. Общая сумма сечения их равна:

$$0.345^2 \times 7 = 0.833 \text{ м}^2;$$

через эти окна проходит 2.26 м^3 дыма со скоростью

$$v_0 = 2.26 : 0.833 = 2.70 \text{ м/сек};$$

при t дыма 800° скорость равняется:

$$v_{800^\circ} = \frac{2.70 \times (273 + 800)}{273} = 10.6 \text{ м/сек.}$$

По колодцам дым идет и поступает в камеру рекуператора с той же скоростью $v = 2.70 \text{ м/сек}$; $v_{800^\circ} = 10.6 \text{ м/сек}$. Согласно расчету рекуператора (глава VI, см. {52}, {53}), площадь одного просвета между трубами равна 0.28 м^2 , число просветов — 41, скорость прохождения дыма через просветы $v_0 = 2 \text{ м/сек}$, что соответствует скорости при средней температуре $(800 + 630) : 2 = 715^\circ$:

$$v_{715^\circ} = \frac{2 \times (273 + 715)}{273} = 7.25 \text{ м/сек.}$$

Отношение площади просветов к площади сечения пространства, занимаемого трубами:

$$f:F = \frac{15 \text{ мм}}{(15 + 33) \text{ мм}} = 0.313.$$

Дым из камеры рекуператора поступает в дымовой боров со скоростью $v_0 = 2 \text{ м/сек}$ при $t^\circ = 630^\circ$; в борове температура снижается на 10° , в трубе (железная труба) температура снижается еще на 100° .

Таким образом средняя температура в дымовом борове:

$$\text{ср. } t_{\text{д. б}} = 630 - 5 = 625^\circ;$$

в дымовой трубе:

$$\text{ср. } t_{\text{д. тр}} = 625 - 50 = 575^\circ.$$

Температура выходящего из устья трубы дыма:

$$t_{\text{уст}} = 625 - 100 = 525^\circ.$$

Скорость на пути от рекуператора до устья трубы $v_0 = 2 \text{ м/сек}$.

Действительная скорость в отдельных частях:

при входе в дымовой боров:

$$v_{630^\circ}^{\text{вх}} = \frac{2(273 + 630)}{273} = 6.61 \text{ м/сек};$$

средняя скорость в дымовом борове:

$$v_{625^\circ}^{\text{д. б}} = \frac{2(273 + 625)}{273} = 6.58 \text{ м/сек};$$

средняя скорость в дымовой трубе:

$$v_{575^\circ}^{\text{д. тр}} = \frac{2(273 + 575)}{273} = 6.21 \text{ м/сек};$$

скорость в устье дымовой трубы:

$$v_{525^\circ}^{\text{уст}} = \frac{2(273 + 525)}{273} = 5.84 \text{ м/сек.}$$

5. *Сечения* на пути движения печных газов: для полугазовой топки, которую мы заменим поставленным около головной части газогенератором, сечения, скорости и сопротивления нами уже высчитаны, и работа газогенератора идет не за счет собственного естественного напора, а за счет напора, создаваемого вентилятором.

Сечение рабочего пространства: сопротивление в нем настолько мало, что в расчет не вводится.

Сечение выходных окон для дыма в конце рабочего пространства

$$0.345 \times 0.345 = 0.119 \text{ м}^2;$$

таких 7 окон с общей площадью сечения 0.833 м^2 .

Сечение опускных колодцев:

$$0.345 \times 0.345 = 0.119 \text{ м}^2.$$

Сечение отверстий выходных колодцев при поступлении в камеру рекуператора — каждое по

$$0.345 \times 0.345 = 0.119 \text{ м}^2.$$

Отношение площади просветов между трубами рекуператора к общей площади сечения пространства, занимаемого трубами:

$$F_1 : F = 0.313.$$

Площадь сечения входа в боров:

$$2.26 : 2 = 1.13 \text{ м}^2.$$

Площадь сечения камеры рекуператора (см. {56}):

$$\begin{array}{l} \text{Ширина} \dots\dots\dots 1.935 \text{ м} \\ \text{Высота } 1.87 + 0.2 \times 2 \dots = 2.270 \text{ м} \end{array}$$

Площадь сечения F равна 4.39 м^2 .

Отношение площади сечения входа к площади сечения камеры:

$$F_1 : F = \frac{1.13}{4.39} = 0.26.$$

Площадь сечения дымового борова — 1.13 м^2 .

6. *Края выходных* окон для дыма закруглены для уменьшения сопротивления; $\zeta = 0.3$.

Длина опускных колодцев $l_1 = 2 \text{ м}$, их приведенный диаметр $d_{\text{прив}} = 0.345 \text{ м} = 345 \text{ мм}$.

Коэффициент сопротивления при выходе из опускных колодцев в камеру рекуператора: $\zeta_2 = 1.0$. Сумма коэффициентов местных сопротивлений в опускных колодцах: $\Sigma\zeta = 0.3 + 1.0 = 1.3$.

Отношение площади просветов в рекуператоре к площади сечения пространства, занятого трубами:

$$f : F = \frac{0.015}{0.015 + 0.033} = 0.313.$$

Коэффициент сопротивления ряда труб при коридорном (параллельном) расположении можно принять в 25% от сопротивления соответствующей диафрагмы.

Интерполяцией цифр табл. 68 (глава IV) для диафрагмы $f:F = 0.313$ получаем:

$$\zeta_{\text{диафр}} = 1.63.$$

Следовательно,

$$\zeta_r = 1.63 \times 0.25 = 0.4,$$

а для рекуператора, состоящего из 11 рядов труб,

$$\Sigma \zeta_{\text{рек}} = 0.4 \times 11 = 4.4.$$

Вход в дымовой боров делаем со скошенными краями (по рис. 46, глава IV):

$$\zeta = 0.05.$$

При скорости дыма в борове $v_0 = 2$ м/сек площадь сечения борова равняется:

$$2.26:2 = 1.13 \text{ м}^2.$$

Для удобства осмотров и ремонтов высоту борова сделаем в 1.5 м; тогда ширина его получается:

$$1.13:1.5 = 0.75 \text{ м.}$$

Приведенный диаметр сечения борова:

$$d_{\text{прив}} = \frac{2 \times 1.5 \times 0.75}{1.5 + 0.75} = 1.0 \text{ м} = 1000 \text{ мм.}$$

Длина борова:

От камеры рекуператора до первого колена	15 м
„ первого колена до второго	10 „
„ второго колена до дымовой трубы	15 „
Всего	40 м

На пути борова местные сопротивления:

а) шибер — половинное закрытие:

$$\zeta = 4.33;$$

б) два колена под углом 90° с закруглением; $R:d = 2$ (см. табл. 58)

$$\zeta = 0.30;$$

в) переход под прямым углом от борова к дымовой трубе (табл. 56)

$$\zeta = 1.47.$$

Суммируя все коэффициенты местных сопротивлений в дымовом борове, имеем:

$$\Sigma \zeta_{\text{бор}} = 0.05 + 4.33 + 0.30 + 0.30 + 1.47 = 6.45.$$

Дымовая труба — круглая, с одинаковым снизу доверху внутренним диаметром. При $v_0 = 2$ м/сек площадь сечения канала трубы — 1.16 м^2 , что соответствует диаметру канала 1.22 м.

Длина канала трубы неизвестна; сопротивление канала вообще невелико и составляет небольшую часть того запаса, который дается в конце расчета.

Устье трубы имеет коэффициент сопротивления $\zeta = 1$.

Теперь мы имеем все данные (за исключением канала в дымовой трубе) для расчета сопротивлений.

Расчет удобно расположить в табличной форме (табл. 98).

Таблица 98

Сумма сопротивлений (расходуемый напор)

Место прохождения печных газов	Длина м	$d_{\text{прив}}$ мм	γ_0 кг/м ³	t	U_t м/сек	$\Sigma \zeta$	Сопротивление мм вод. ст.
Опускные колодцы . . .	2	345	1.3	800°	10.60	—	5.0
Входы и выходы из опускных колодцев	—	—	1.3	800	10.60	1.3	3.0
Рекуператор	—	—	1.3	715	7.25	4.4	5.0
Дымовой боров	40	1020	1.3	625	6.58	—	1.0
Местные сопротивления в дымовом борове	—	—	1.3	625	6.58	6.45	7.0
Устье трубы	—	—	1.3	525	5.84	1.0	0.9
							17.4
Запас 30%							5.2
Расчетный расходуемый напор							22.6

Этот расход должен быть покрыт располагаемым напором нашей печной системы. Он складывается из отрицательного напора опускных колодцев и положительного напора дымовой трубы. При глубине от середины рабочих окон до середины борова 2.2 м и при $t = 800^\circ$ отрицательный напор колодцев равняется (по графику рис. 107, глава VI):

$$\Delta p_{\text{кол}} = -1.9 \text{ мм.}$$

Сумма располагаемого напора дымовой трубы $\Delta p_{\text{д. тр}}$ и отрицательного напора колодцев должна равняться расходуемому напору, 26.1 мм:

$$\Delta p_{\text{д. тр}} - 1.9 = 22.6 \text{ мм,}$$

$$\Delta p_{\text{д. тр}} = 22.6 + 1.9 = 24.5 \text{ мм вод. ст.}$$

По графику рис. 107 высота трубы получается 31.5 м, считая от середины высоты борова; если середина высоты борова находится на глубине 1.5 м от уровня земли, то высота устья трубы над уровнем земли получается: $31.5 - 1.5 = 30$ м.

Подача вторичного воздуха. Система подачи вторичного воздуха состоит из следующих частей:

1. *Центробежный вентилятор.*

2. *Холодный воздуховод к рекуператору.* Длина воздуховода 15 м. Скорость движения воздуха — 15 м/сек, что соответствует (см. {20}):

$$\text{Площади сечения } 1.08 : 15 = 0.072 \text{ м}^2$$

$$\text{Диаметру } 30 \text{ мм}$$

На пути холодного воздуховода местные сопротивления составляют:

$$1 \text{ задвижка } \zeta = 0$$

$$2 \text{ скругленных колена . . . } R : d = 2 \text{ при } \zeta = 0.3; 0.3 \times 2 = 0.6$$

$$\text{Вход в коробку рекуператора } \zeta = 1.0$$

$$\Sigma \zeta . . . = 1.6$$

3. *Рекуператор.* В рекуператоре поток воздуха разбивается на параллельные токи по числу труб рекуператора. Общий перепад давления равен перепаду в каждой отдельной трубе — при параллельных токах потери напора в отдельных топках не складываются.

Длина каждой трубы рекуператора равняется 1.87 м; диаметр—25 мм.

Скорость течения воздуха:

ненагретого, при входе в трубы 5 м/сек;

нагретого, при выходе из труб:

$$5 \times \frac{273 + 400}{273} = 12.3 \text{ м/сек};$$

средняя скорость в трубах:

$$5 \times \frac{273 + 200}{273} = 8.65 \text{ м/сек.}$$

Местное сопротивление в трубах рекуператора:

При входе в трубу (сваренные трубы, неровные края) . . . $\zeta = 0.5$

• выходе в коробку $\zeta = 1.0$

4. Горячий воздуховод:

Диаметр 300 мм

Длина 20 м

$$\text{Скорость } v_t = 15 \times \frac{273 + 400}{273} = 37 \text{ м/сек.}$$

Местные сопротивления составляют:

3 скругленных колена $R : d = 2$. . при $\zeta = 0.3$; $0.3 \times 3 = 0.9$

Выход из коробки рекуператора $\zeta = 0.3$

Вход в распределительную коробку горелок $\zeta = 1.0$

$$\Sigma \zeta \dots = 2.2$$

5. Шесть горелок:

скорость вхождения в горелку $v_{400} = 37$ м/сек при $\zeta = 0.3$

скорость истечения воздуха из горелки $v_{400} = 50$ м/сек при $\zeta = 1.0$.

На основании этих данных составим расчет сопротивлений (табл. 99).

При этом в холодном воздуховоде стенки можно принять гладкими и в ф-ле (138) (глава IV) коэффициент можно принять не 13.2, а 6.6.

Таблица 99

Сумма сопротивления (расходуемый напор на пути движения воздуха)

Место прохождения воздуха	Длина м	$d_{\text{прив}}$ мм	γ_0 кг/м ³	t	v_t м/сек	$\Sigma \zeta$	Сопротивление мм вод. ст.
Холодный воздуховод	15.00	300	1.29	0°	15.00	—	12.0
Местные сопротивления в холодном воздуховоде	—	—	1.29	0	15.00	1.6	23.8
Трубы рекуператора	1.87	25	1.29	200	8.65	—	18.7
Местные сопротивления в рекуператоре:							
вход в трубы	—	—	1.29	0	5.00	0.5	0.8
выход из труб	—	—	1.29	400	12.3	1.0	4.1
Горячий воздуховод	20.00	300	1.29	400	37.00	—	85.0
Местные сопротивления в горячем воздуховоде	—	—	1.29	400	37.00	2.2	80.5
Горелка:							
вхождение	—	—	1.29	400	37.00	0.3	11.0
отверстие сопла	—	—	1.29	400	50.00	1.0	67.0

Запас 30%

302.9

91.0

Расчетный расходуемый напор . . . 393.9

Часовой производительности 3890 м³ (см. {20}) при полученном давлении 393.9 мм соответствует центробежный вентилятор высокого давления „Сирокко“ № 6. Мощность мотора к нему:

$$N = \frac{3890 \times 393.9}{3600 \times 75 \times 0.5} = 11.5 \text{ л. с.}$$

Мощность моторов берется с запасом в полтора-два раза больше, чем по расчету. В нашем случае это составит около 20 л. с.

Мы получили значительную мощность мотора и, следовательно, значительный расход энергии. Желательно снизить ее, что достигается уменьшением скоростей, для этого надо увеличить сечения. В общей сумме сопротивлений рекуператор занимает небольшое место. Следовательно, для уменьшения сопротивления следует идти по пути увеличения сечений в воздуховодах.

Пересчет с увеличенными сечениями воздуховодов даем в табл. 100.

Таблица 100

Сумма сопротивления (расходуемый напор на пути движения воздуха при увеличенных сечениях)

Место прохождения воздуха	Длина м	$d_{\text{прив}}$ мм	γ_0 кг/мм ³	t	v_t м/сек	$\Sigma \zeta$	Сопротивление мм вод. ст.
Холодный воздуховод	15.00	400	1.29	0°	8.40	—	2.7
Местные сопротивления в холодном воздуховоде	—	—	1.29	0	8.40	1.6	7.5
Трубы рекуператора	1.87	25	1.29	200	8.65	—	18.7
Местные сопротивления в рекуператоре:							
вход в трубы	—	—	1.29	0	5.00	0.5	0.8
выход из трубы	—	—	1.29	400	12.30	1.0	4.1
Горячий воздуховод	20.00	500	1.29	400	13.30	—	6.5
Местные сопротивления в горячем воздуховоде	—	—	1.29	400	13.30	2.2	10.4
Горелка: вхождение	—	—	1.29	400	15.00	0.3	1.8
отверстие сопел	—	—	1.29	400	30.00	1.0	24.0
							76.5
							23.0
							Запас 30%
							Расчетный расходуемый напор
							99.5

При таких сечениях, скоростях и расходуемом напоре подходящим является центробежный вентилятор среднего давления „Сирокко“ № 3. Мощность мотора к нему:

$$N = \frac{3890 \times 99.5}{3600 \times 75 \times 0.5} = 2.9 \text{ л. с.}$$

При запасе мощности в 50—100% следует выбирать мотор в 5 л. с.

Окончательный выбор сечения зависит от экономического расчета. Уменьшение сечения горячего воздуховода несколько уменьшает внешние теплотери в нем, но увеличивает мощность мотора, и наоборот. Из нескольких вариантов следует выбрать наиболее выгодный экономически и удобный конструктивно.

Использование отходящего тепла. Положим, что взятая нами для примера печь построена и работает. В этой печи, при температуре выходящего из рекуператора дыма в 630° теряется значительное количество тепла. Целесообразно часть этого тепла утилизировать.

Для утилизации тепла после рекуператора можно поставить паровой котел подобно тому, как для утилизации отходящего тепла больших мартеновских печей ставятся паровые котлы после регенератора.

Поставим котлы с дымогарными трубами в 50 мм диаметром. Дым в этот котел поступает с $t = 630^\circ$, уходит с $t = 300^\circ$. Скорость движения дыма в трубах $v_0 = 5$ м/сек.

Каждый нормальный кубический метр дыма отдает тепла

$$T_{630^\circ} - T_{300^\circ} = 210 - 96 = 114 \text{ ккал.}$$

Объем проходящего дыма $8130 \text{ нм}^3/\text{час}$.

Утилизируется котлом:

$$114 \times 8130 = 930\,000 \text{ ккал/час.}$$

Теплопередача котлу. Коэффициент конвекции:

$$\alpha_k = \frac{3 \times 5^{0.8}}{\sqrt[4]{0.05}} = 23.1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.}$$

Коэффициент лучеиспускания получаем, интерполируя цифры табл. 11 и 16 (глава I):

$$\alpha_l = 3 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.}$$

Суммарный коэффициент:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_l = 26.1 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.}$$

Средняя температура дыма:

$$t_{\text{ср. д}} = [630 + 300] : 2 = 465^\circ.$$

Температура воды в котле при давлении 10 атм. (11 абс. атм.) 183°

$$k = \frac{1}{\frac{1}{26.1} + \frac{1}{5000} + \frac{0.004}{50}} = 25.9 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.}$$

Средняя теплопередача:

$$K_{282^\circ} = 25.9 \times (465 - 183) = 7300 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.}$$

Длина дымогарных труб:
поверхность теплопередачи котла:

$$930\,000 : 7300 = 127 \text{ м}^2;$$

общая длина дымогарных труб:

$$127 : (\pi \cdot 0.05) = 810 \text{ м.}$$

Число и длина отдельных дымогарных труб. Объем проходящего дыма (см. {21}) равен $2.26 \text{ нм}^3/\text{сек}$; при скорости $v_0 = 5$ м/сек общая площадь сечения дымогарных труб:

$$2.26 : 5 = 0.454 \text{ м}^2;$$

площадь сечения одной дымогарной трубы:

$$\frac{\pi \times 0.05^2}{4} = 0.00196 \text{ м}^2;$$

число дымогарных труб:

$$0.454 : 0.00196 = 232.$$

длина трубы:

$$810 : 232 = 3.51 \text{ м.}$$

На основании этих данных можно рассчитать сопротивление при прохождении дыма через котел (табл. 101).

Таблица 101

Сумма сопротивлений (расходуемый напор при прохождении дыма через котел)

Место прохождения дыма	Длина	d мм	γ_0 кг/м ³	t	v_t м/сек	$\Sigma \zeta$	Сопротивление мм вод. ст.
Дымогарные трубы . . .	3.51	50	1.31	465°	13.5	—	21.2
Вход в трубы	—	—	1.31	630	16.5	0.5	2.4
Выход из трубы	—	—	1.31	300	10.5	1.0	2.7
							26.3
Запас 50%							13.2
Расчетный расходуемый напор							39.5

Постановка котла несколько убавит, благодаря снижению температуры, сопротивление в дымовом борове и устье трубы; это снижение выразится в 4—5 мм вод. ст.; вместе с этим прибавится сопротивление котла, и в общей сложности расчетное сопротивление увеличится до

$$24.5 - 5 + 39.5 = 58 \text{ мм вод. ст.}$$

При температуре дыма около 250° это потребовало бы высоты трубы больше 100 м, т. е. очень дорогого сооружения. Вместо усиления тяги увеличением высоты трубы можно прибегнуть к искусственному усилению постановкой эксгаустера. При температуре 250—300° железо сохраняет свою строительную прочность, а с этой стороны затруднений к постановке эксгаустера не представляется.

При расчете мощности мотора следует иметь в виду, что эксгаустер будет гнать дым при 300°, следовательно, секундный объем дыма будет:

$$2.26 \times \frac{(273 + 300)}{273} = 4.76 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Мощность мотора:

$$N = \frac{4.76 \times 39.5}{75 \times 0.5} = 5 \text{ л. с.}$$

Берем мощность с некоторым запасом — 7—10 л. с.

Можно разрешить задачу использованием отходящего тепла и без искусственной тяги. Для этого надо поставить котел с меньшим сопротивлением — с большим диаметром дымогарных труб, с меньшими скоростями прохождения дыма через них. Если дымогарные трубы взять с диаметром 75 мм и скорость дыма $v_0 = 2$ м/сек, то наши цифры изменятся следующим образом:

Теплопередача. Коэффициент конвекции:

$$\alpha_k = \frac{3 \times 2^{0.8}}{\sqrt[4]{0.075}} = 10 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.}$$

Коэффициент лучейспускания:

$$\alpha_l = 3.8 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час,}$$

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_l = 13.8 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.}$$

Коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{13.8} + \frac{1}{5000} + \frac{0.004}{50}} = 13.7 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.}$$

Средняя теплопередача:

$$K_{282^\circ} = 13.7 \times 282 = 3870 \text{ ккал/м}^2 \cdot \text{час.}$$

Длина дымогарных труб:

поверхность теплопередачи котла:

$$930\,000 : 3870 = 240 \text{ м}^2;$$

общая длина труб:

$$240 : (\pi \times 0.075) = 1015 \text{ м.}$$

Число и длина отдельных труб:

площадь сечения одной трубы:

$$\frac{\pi \times 0.075^2}{4} = 0.0044 \text{ м}^2;$$

общая площадь сечения дымогарных труб:

$$2.26 : 2 = 1.13 \text{ м}^2;$$

число дымогарных труб:

$$1.13 : 0.0044 = 260;$$

длина трубы:

$$1015 : 260 = 3.9 \text{ м.}$$

Расчет сопротивлений — в табл. 102.

Таблица 102

Сумма сопротивления (расходуемый напор при прохождении дыма через котел при естественной тяге)

Место прохождения дыма	Длина м	d мм	γ_0 кг/нм ³	t	v_t м/сек	$\Sigma \zeta$	Сопротивление мм вод. ст.
Дымогарные трубы . . .	3.9	7.5	1.31	465°	5.4	—	2.38
Выход в трубы	—	—	—	630	—	0.5	0.40
Выход из труб	—	—	—	300	—	1.0	0.66
							3.44
							1.72
							5.16

Общее сопротивление получается:

$$24.5 - 5 + 5.16 = 24.66 \text{ мм вод. ст.}$$

При температуре дыма в трубе 275° это потребует высоты трубы 47.5 м от середины борова, или 46.0 м от уровня земли.

ЧАСТЬ ВТОРАЯ

В предыдущем изложении было неоднократно подчеркнuto, что коэффициенты, которыми приходится пользоваться при расчете печей, не отличаются большой точностью и неполны. Отсюда вытекает потребность в проверке рассчитанной и спроектированной печной конструкции на моделях — всей печи или элементов ее.

Для экспериментальной проверки спроектированной конструкции, для уточнения или нахождения необходимых расчетных коэффициентов применяются модели гидравлические, воздушные и огневые. Даем описание некоторых моделей и примеры наблюдений на них.

ГЛАВА VIII

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ МОДЕЛИ ПЕЧНЫХ УСТАНОВОК

Для проверки работы спроектированной печной установки или части ее изготавливается в некотором масштабе, например, в 1:10, модель установки, по которой можно пустить ток воды, соответствующий движению газов в печи. Модель готовится из водонепроницаемых материалов — железа, цемента, проваренного в масле дерева, стекла на водоупорных замазках.¹ Наружные стенки или некоторые из наружных стенок модели должны быть стеклянные, чтобы можно было наблюдать движение воды внутри модели. Заполненное водой пространство должно представлять собой геометрическое подобие испытываемого печного пространства, заполненного печными газами. Ввод и вывод воды из модели также должны быть геометрически подобны вводу пламени (или газа и воздуха) и выводу дыма из печного пространства.

Для гидравлического подобия модели и печи — „образца“ — необходимо, чтобы параметр Рейнольдса или „фактор инвариантности“ (по терминологии акад. М. В. Кирпичева) были одинаковы:

$$Re_{\text{мод}} = Re_{\text{обр}} = \text{idem}, \quad (214)$$

$$Inv_{\text{мод}} = Inv_{\text{обр}} = \text{idem}. \quad (215)$$

Фактор инвариантности аналогичен параметру Рейнольдса:

$$Inv_{\text{мод}} = \frac{vS}{\nu}, \quad (216)$$

где v — скорость течения печи газов (соответственно воды) в сечении S ; S — какая-нибудь линейная величина в печи (соответственно в модели, например, ширина, высота и т. п.); ν — кинематическая вязкость печных газов (соответственно воды).

¹ Удобной является замазка — смесь порландского цемента с асфальтовым лаком

При равенстве факторов инвариантности характер движения воды в модели и в образце (печи) будут одинаковыми, и по наблюдаемому движению воды в модели можно судить о том, каково должно быть движение печных газов.

Следует заметить, что и при некотором расхождении параметра инвариантности в модели и в образце движение воды в модели будет совпадать с движением печных газов („автомодельность“). Это совпадение при расхождении величин параметров инвариантности будет тем ближе, чем больше абсолютные величины параметров. Явление „автомодельности“ заключается в том, что коэффициенты местных сопротивлений сравнительно мало меняются с изменением скоростей и чисел Рейнольдса, если эти числа велики (см. опыты Василевского, рис. 34, глава IV).

Гидравлические модели введены М. В. Кирпичевым (Гухман и Кирпичев, 1927) и М. А. Михеевым (Кирпичев и Михеев, 1936) и являются весьма существенным и полезным подсобным приемом в общем порядке расчета и проектирования печей. Модель, стоимость которой ничтожна по сравнению со стоимостью печной установки, может вовремя указать на необходимые изменения в расчетах и проекте.

Опишем некоторые опыты, проведенные на гидравлических моделях.

ПРИМЕР 1. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПАРЫ ВЕРТИКАЛОВ КОКСОВОЙ ПЕЧИ

Это испытание было нами поставлено в связи с разработкой советской системы коксовых печей.¹ Задача состояла в том, чтобы установить степень рециркуляции пламени в двух соседних вертикалах (в восходящем и нисходящем) при наличии в простенке между вертикалами больших окон вверх и вниз. Модель была построена соответственно предполагаемым размерам печи:

Площадь горизонтального сечения вертикалов	250 × 500 мм
Высота вертикалов	3500 мм
Площадь сечения приточного газового окна	5000 мм ²
Площадь сечения двух воздушных окон	2500 × 2 = 5000 мм ²
Площадь каждого окна в разделительных стенках между вертикалами	200 × 500 мм

Была сооружена модель в масштабе $\frac{1}{10}$ предполагаемых размеров в печи (рис. 126, 127 и 128). В нижнюю часть этой модели направлялись два потока воды, соответственно потоку воздуха и газа в печи. Вода через воздушные и газовые окна поступала в восходящий вертикал. Пройдя модель, где эти потоки смешивались (соответствуя продуктам горения), вода через окна внизу нисходящего вертикала уходила через нижнюю коробку из модели.

Если факторы инвариантности в модели и в образце одинаковы, то модель будет гидравлическим подобием образца:

$$Inv_{\text{мод}} = Inv_{\text{обр.}}$$

Фактор Inv в образце. В предполагаемой печи в паре вертикалов должно было происходить в 1 сек. 0.0233 м^3 продуктов горения, что при температуре их в 1300° соот-

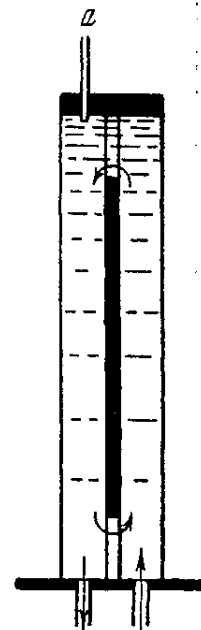


Рис. 126. Схема модели двух вертикалов: а — трубка, через которую вливается краска; стрелками показано движение жидкости.

¹ Проблема эта была поставлена в план работ Института горючих ископаемых Академии Наук СССР и разрабатывалась в лаборатории технологии топлива.

ветствует $0.1342 \text{ м}^3/\text{сек}$. Для определения фактора $In\upsilon$ возьмем какой-нибудь линейный размер, например, ширину вертикала $S = 500 \text{ мм}$.
Скорость течения газов, если бы не было рециркуляции, в вертикале равняется:

$$v_{1300} = \frac{0.1342}{0.5 \times 0.25} = 1.06 \text{ м/сек};$$

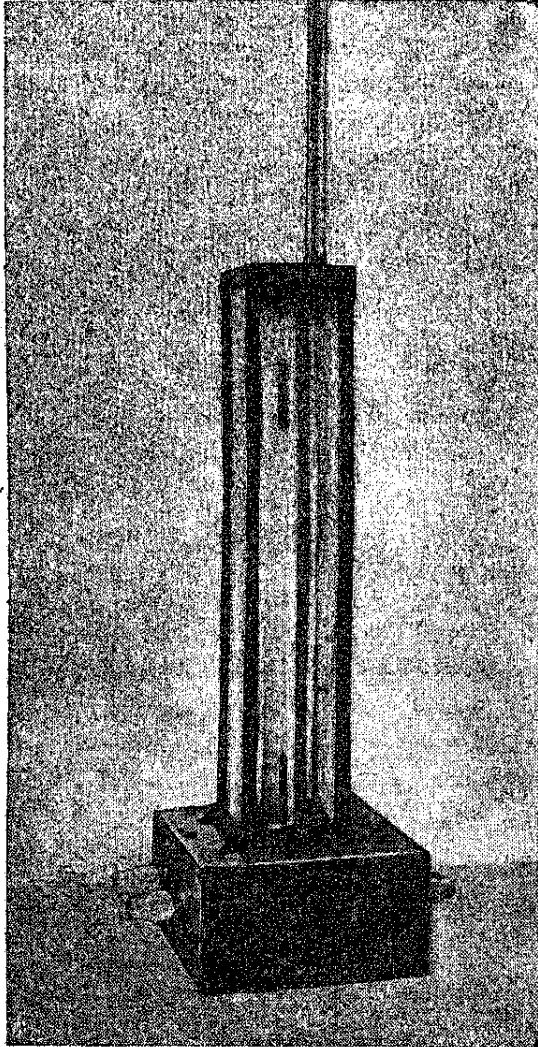


Рис. 127. Фотография модели двух вертикалов.

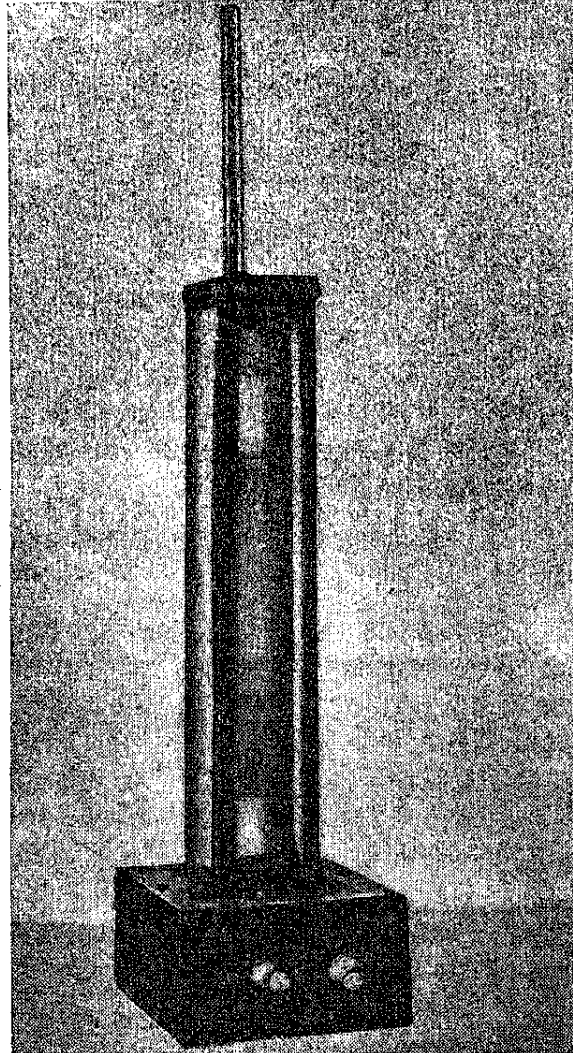


Рис. 128. Фотография модели двух вертикалов.

фактор инвариантности для вертикала:

$$In\upsilon = \frac{v \cdot S}{\nu_d} = \frac{1.06 \times 0.5}{\nu_d};$$

ν_d — кинематическая вязкость дыма дана в табл. 103.

Таблица 103

Кинематическая вязкость продуктов горения (дыма) при разных температурах (в технических единицах)

$t \text{ } ^\circ\text{C} =$	100	200	300	400	500	600	700	800	900
$\nu \cdot 10^6 =$	22	33	45	59	74	89	107	124	141
$t \text{ } ^\circ\text{C} =$	1000	1100	1200	1300	1400	1500	1600	1700	1800
$\nu \cdot 10^6 =$	162	182	205	226	250	270	292	314	337

$$In\upsilon_{обр} = \frac{1.06 \times 0.5}{226} \times 10^6 = 2350.$$

Таков параметр без рециркуляции. В действительности инжектирующее действие струи воздуха и газа создает подсасывание дыма через нижнее окно в простенке и скорость газов в вертикале будет не 1.06 м/сек, а больше. Но с рециркуляцией фактор инвариантности в образце и в модели увеличивается одинаково пропорционально первой степени скорости, как и в числе Рейнольдса, и поэтому для гидравлического подобия можно принять полученный фактор без рециркуляции 2350.

Объем воды, пропускаемой через модель. Вода через модель должна проходить с такой скоростью, чтобы получился тот же фактор инвариантности — в нашем случае 2350.

Соответствующий линейный размер в модели — ширина вертикала $S = 50 \text{ мм} = 0.05 \text{ м}$. Скорость движения воды обозначим $v_{\text{вода}}$.

Кинематическая вязкость $\nu_{\text{вода}}$ дана в табл. 104.

Таблица 104

Кинематическая вязкость воды ν для разных температур (в технических единицах)

$t \text{ } ^\circ\text{C} =$	0	5	10	15	20	25	30
$\nu \cdot 10^6 =$	1.8	1.51	1.31	1.14	1.00	0.9	0.81
$t \text{ } ^\circ\text{C} =$	40	50	60	70	80	90	100
$\nu \cdot 10^6 =$	0.66	0.56	0.48	0.42	0.37	0.33	0.30

$$Inv_{\text{мод}} = \frac{v \cdot 0.05}{\nu_{15^\circ}} = \frac{v \cdot 0.05}{1.14 \times 10^{-6}} = 2350,$$

откуда

$$v_{\text{вода}} = \frac{2350 \times 1.14 \times 10^{-6}}{0.05} = 0.0536 \text{ м} = 5.36 \text{ см/сек.}$$

При сечении вертикала в модели $50 \times 25 \text{ мм} = 1250 \text{ мм}^2 = 12.5 \text{ см}^2$ к модели надо подавать воды:

$$12.5 \times 5.36 = 67 \text{ см}^3/\text{сек} = 4.02 \text{ л/мин.}$$

На пути тока воды — перед моделью или после нее — ставится прибор для измерения потока воды в единицу времени: водяной реометр.

В наших работах с гидравлическими моделями мы пользуемся водяным реометром, изображенным на рис. 129. Для градуировки этого реометра снимается каучуковая трубка a , реометр наполняется водой так, чтобы уровень воды стоял на половине высоты трубок b , затем надевается каучук a , и через реометр пропускается вода в мерный сосуд, отмечая время его наполнения. При этом в трубках вода станет на разных уровнях — со стороны притока выше, чем со стороны выхода воды. Разница уровней равняется сопротивлению отверстия c и соответствует скорости прохождения воды через реометр; скорость определяется при помощи мерного сосуда, деля объем его на время наполнения. Исходя из того, что сопротивление пропорционально

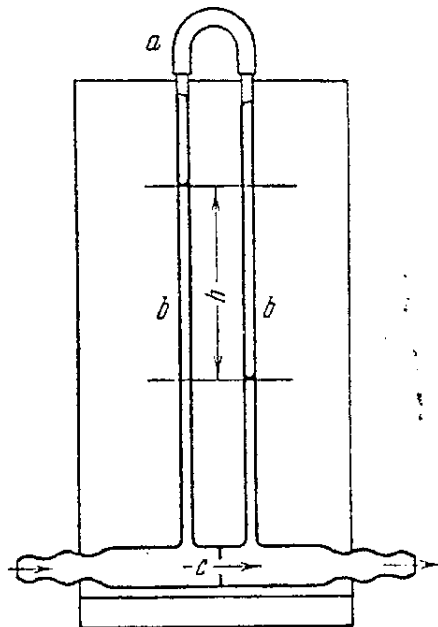


Рис. 129. Схема реометра для измерения объемов протекающего в единицу времени воздуха.

квадрату скорости,¹ нетрудно составить шкалу объемов протекающей в единицу времени воды. Шкалу следует уточнить несколькими определениями при разных скоростях.

При разрешении поставленной нами задачи — определения степени рециркуляции в предполагаемой печи — мы пользовались двумя методами: методом наблюдения движения окрашенной жидкости и методом наблюдения движения шариков одинакового удельного веса с водой.

Окрашенная жидкость. Через трубку *a* (рис. 126—128) в модель впускается несколько капель краски (анилиновых чернил, раствора $KMnO_4$ и т. п.). Смешиваясь с водой, краска дает облачко, опускающееся вниз по нисходящему вертикалу и поднимающееся по восходящему. Время прохождения облачка от окна до окна (30 см) — около 1.5 сек. (расплывчатость облачка не дает возможности отметить время прохождения точно). Следовательно, в 1 сек. по вертикалу проходит воды:

$$\frac{2.5 \times 5 \times 30}{1.5} = 250 \text{ см}^3.$$

Подается же в модель (по реометру) 67 см³.

Следовательно, по вертикалу протекает воды в несколько раз больше по сравнению с подаваемой через воздушные и газовые отверстия:

$$250 : 67 = 3.7,$$

т. е. в 3.7 раза больше, или на 370%; в этом потоке $370 - 100 = 270\%$ воды присасывается инъекцией из нижнего окна в простенке между вертикалами.

Шарики. Из смеси мыла и воска, взятых в такой пропорции, чтобы смесь была одного удельного веса с водой (т. е. чтобы масса в воде не тонула и не всплывала), приготавливались шарики, по величине свободно проходящие в воздушные и газовые окна на поду вертикалов гидравлической модели. Эти шарики вводились в модель через трубку *a*; когда шарик, опустившись в нисходящем потоке до низа вертикала, через окно в разделительной стенке втягивался в восходящий вертикал, наблюдалось, сколько оборотов сделает шарик прежде, чем попадет в отверстия в поду, через которые уходит вода. Пути движения шариков чрезвычайно причудливы, на них видна чрезвычайная сложность движения частиц жидкости при турбулентном движении. Движение шариков — не только поступательное по пути циркуляции воды в моделях: на своем пути шарики и бросаются в стороны, и делают некоторые попятные движения, и даже на время останавливаются, попав в „мертвое место“ модели. Поэтому о степени рециркуляции нельзя судить по движению одного шарика. Необходимо прибегнуть к некоторому статистическому приему. Следует в модель пускать шарики поочередно, чтобы каждый шарик, сделав обороты с водой, исчезал в выходных отверстиях.

Суммируя число оборотов всех шариков и деля на число наблюдений, получаем среднее число оборотов за одно наблюдение. Этими наблюдениями мы получили те же результаты, что и путем применения окрашенной жидкости: около 3—4 оборотов, т. е. 300—400% движущейся воды (соответственно дымовым газам в „образце“ — печи), т. е. 200—300% подсоса через нижнее окно.

¹ В действительности сопротивление несколько отклоняется от пропорциональности квадрату скорости; но применительно к данному случаю — измерению потока протекающей через модель воды — точность получается достаточной, принимая сопротивление пропорциональным только квадрату скорости.

ПРИМЕР 2. ГИДРАВЛИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ В ШЕСТЬ ВЕРТИКАЛОВ

(Рис. 130 и 131)

В порядке проведения уже упомянутой проблемы — разработки советской коксовой печи — нами была сконструирована гидравличе-

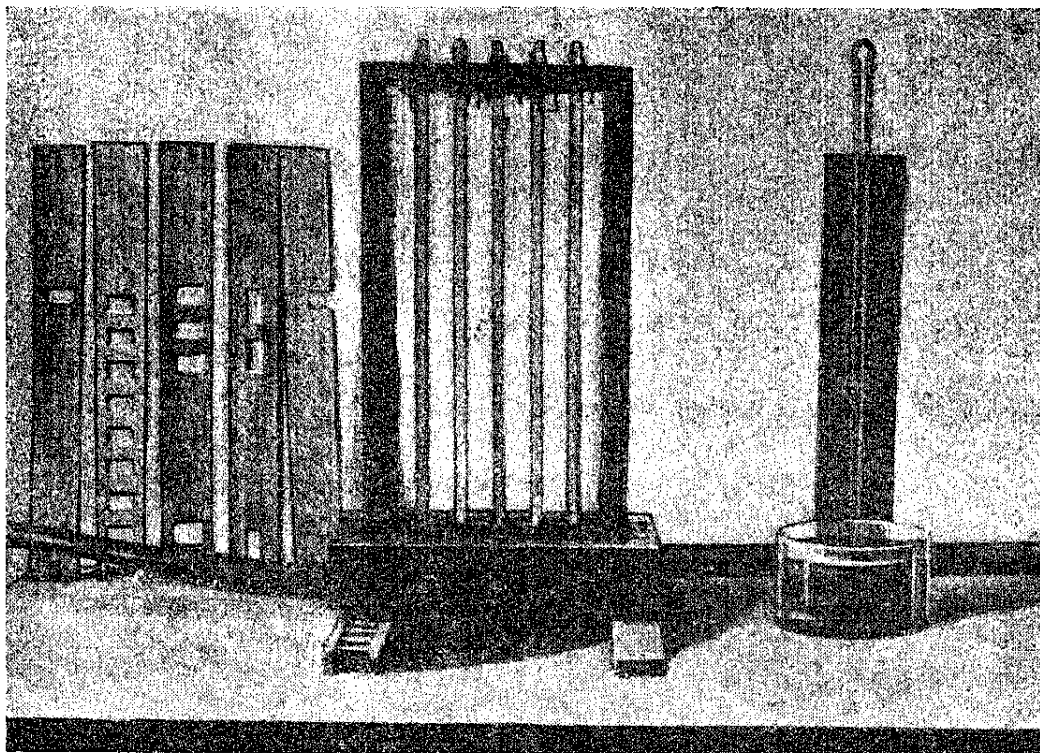


Рис. 130. Гидравлическая модель в шесть вертикалов.

ская модель из шести вертикалов. По замыслу нашей конструкции печи предстояло получить не только большую вертикальную рециркуляцию с проистекающим отсюда выравниванием температуры по отдельным вертикалам, но и растекание пламени по всей обогревательной стенке: во всех разделительных стенках между вертикалами в нашей конструкции имеются большие окна вверху и внизу — в каждом простенке. Таким образом, все вертикалы вместе через эти окна сливаются в одно общее пламенное пространство, которое должно находиться в состоянии постоянного энергичного перемешивания пламени всех вертикалов между собой.

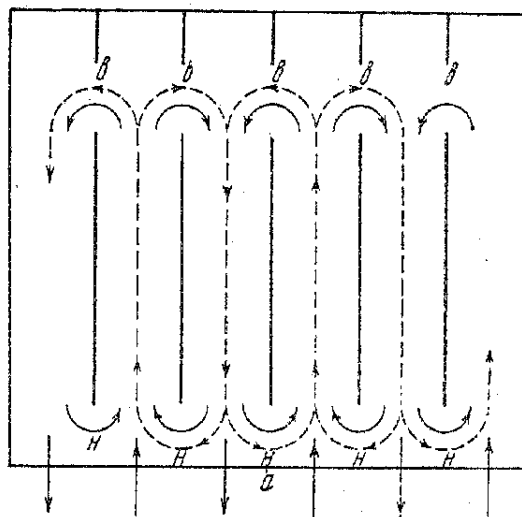


Рис. 131. Схема работы гидравлической модели в шесть вертикалов.

Расчет модели

В „образце“ для этой модели объем продуктов горения, образующихся в 1 сек., рассчитанный на всю обогревательную стенку, состоящую из 28 вертикалов, равняется $0.473 \text{ м}^3/\text{сек}$; из 28 вертикалов — 14 восходящих и 14 нисходящих. Следовательно, поток продуктов горения, если бы не было рециркуляции, составил бы на один

вертикал

$$0.473 : 14 = 0.0338 \text{ м}^3/\text{сек};$$

при 1300° это составит:

$$\frac{0.0338 \times 1573}{273} = 0.195 \text{ м}^3/\text{сек}.$$

Сечение вертикалов:

$$350 \times 600 \text{ мм};$$

площадь сечения:

$$0.35 \times 0.6 = 0.210 \text{ м}^2;$$

скорость

$$v_{1300} = 0.195 : 0.210 = 0.93 \text{ м/сек}.$$

Фактор инвариантности, отнеся его к ширине вертикала — 0.600 м, получается:

$$Inv_{обр} = \frac{0.6 \times 0.93}{226} \times 10^6 = 2470.$$

Для модели, при ширине вертикала в ней в 0.06 м, имеем:

$$Inv_{мод} = \frac{0.06 \cdot v}{1.14} \times 10^6 = 2470,$$

откуда

$$v = \frac{2470 \times 1.14 \times 10^{-6}}{0.06} = 0.047 \text{ м/сек} = 4.7 \text{ см/сек}.$$

В модели вода входит в три вертикала. Следовательно, расход воды на модель будет:

$$6 \times 3.5 \times 4.7 \times 3 = 296 \text{ см}^3/\text{сек} = 17.8 \text{ л/мин}.$$

Наблюдения на модели

На модели из шести вертикалов надо было проверить не только вертикальную рециркуляцию, но и принцип деления пламенем одного вертикала с другими. Для этого в одном из средних вертикалов снизу впускалось несколько капель краски (анилиновых чернил). По вертикалу поднималось окрашенное облачко, вверху вертикала оно разделялось, уходило в правое и левое окна и по соседним вертикалам спускалось по облачку. Каждое из них внизу опять делилось, часть каждого облачка возвращалась в вертикал, в который была первоначально впущена краска, и, соединившись друг с другом, давала новое, более расплывчатое облачко, повторявшее путь первоначального облачка; другая же часть засасывалась в дальше отстоящий вертикал и т. д. Таким образом, наглядно было видно, как некоторая окрашенная порция воды из одного вертикала постепенно расходится по всем другим вертикалам.

Наблюдение было проделано еще в другой форме. В один из вертикалов сверху медленной струей давалась краска. Чрезвычайно скоро вода во всех вертикалах оказалась окрашенной. Окрашивание воды во всей модели происходило независимо от того, в какой вертикал давалась краска: в один из средних или в любой из крайних. Когда приток краски прекращался, то окрашивание воды постепенно исчезало во всех вертикалах.

Эти наблюдения подтвердили ту мысль, что при инжeksiрующем действии струй (газа и воздуха на поду вертикалов) наличие больших окон вверху и внизу каждой разделительной стенки между вертикалами превращает всю обогревательную стенку в одно общее пламен-

ное пространство, в котором идет не только энергичное перемешивание пламени рециркуляцией в вертикальном направлении, но и в горизонтальном, путем расхождения пламени каждого вертикала по всем другим.

Степень подобия модели с образцом. Совпадает ли вполне характер движения в модели и в образце? На это следует ответить отрицательно: в модели происходит движение жидкости везде одинаковой плотности — воды, поэтому движение зависит только от динамики. В образце же мы имеем дело с процессами горения, с выделением тепла в фокусах горения; кроме того, по мере продвижения газов по печи температура их меняется. Это порождает разницу температур в разных областях, следовательно, и разницу плотностей газов: к динамическому напору от движения газов присоединяется еще температурный, статический напор. Далее, стенки модели совершенно водонепроницаемы; следовательно, объем входящей, циркулирующей и выходящей из модели воды один и тот же; стенка печи, если печь не заключена в сплошной кожух без отверстий, газопроницаема, происходит значительный подсос холодного воздуха через поры, трещины, неплотности в отверстиях, через открываемые окна; поэтому объем проходящих газов в образце будет меняющимся. Он меняется также и благодаря изменению температуры печных газов.

Следовательно, делая выводы из наблюдений над гидравлическими моделями, всегда надо принимать во внимание и дополнительные соображения, вытекающие из особенностей явлений в печи по сравнению с моделью.

Наблюдая работу гидравлической модели в шесть вертикалов коксовой печи, следует не забывать, что в модели направление движения воды в вертикалах будет такое, как показано на схеме (рис. 131), при всякой скорости движения воды, ибо удельный вес воды везде одинаков, и достаточно малейшей скорости поступающей в вертикал струи, чтобы создать динамический напор, определяющий всю циркуляцию. В образце же, наполненном пламенем и продуктами горения, в отдельных вертикалах температура никогда не может быть совершенно одинакова; вес столба газов в одних вертикалах несколько больше, в других — меньше, и скорость вылетающей струи воздуха и газа на поду вертикала должна быть такова, чтобы динамически преодолевать возможные температурные напоры.

Тем не менее, несмотря на несколько неполное подобие модели и образца, гидравлические модели оказывают большие услуги при проектировании новых печных устройств, и введение их является большой заслугой акад. М. В. Кирпичева и проф. М. А. Михеева.

ГЛАВА IX

ВОЗДУШНЫЕ МОДЕЛИ ПЕЧНЫХ УСТАНОВОК

Гидравлические модели возможно делать только в малых масштабах, так как при больших масштабах они расходуют количества воды, непосильные для обычных лабораторных условий. Кроме того, с увеличением размеров модели очень сильно возрастает ее стоимость.

В тех случаях, когда надо сделать испытание на модели большого масштаба, например, в натуральную величину, удобным является применение моделей, через которые вентилятором прогоняется воздух.

Встретившись с необходимостью проверки и определения некоторых коэффициентов при расчете печей, мы сконструировали аэродинамические установки для исследования этих коэффициентов.

Установка воздушных моделей

Установка воздушных моделей, как она осуществлена при лаборатории технологии топлива Института горючих ископаемых Академии Наук, представляет собой аэродинамическую установку, приспособленную для исследования интересующих нас сопротивлений.

В нашем распоряжении для проведения испытаний имеются:

- 1) прямая аэродинамическая труба (рис. 132 и 133),
- 2) аэродинамическая труба с поворотом (с лопатками Прандтля) (рис. 134),
- 3) модель пары вертикалов в натуральную величину (рис. 135, 136).

Прямая аэродинамическая труба. Эта установка состоит из: а) вентилятора высокого давления с электромотором, б) трубы квадратного сечения, 250×250 мм, из фанеры.

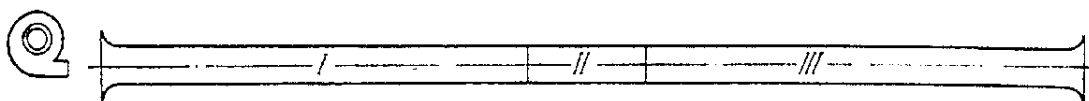


Рис. 132. Схема аэродинамической трубы.

Труба состоит из трех частей:

передняя часть — I, длиной 2.9 м; назначение ее — привести в устойчивое состояние поток воздуха, поступающий через входной рас-
труб;

средняя часть — II, длиной 0.72 м; эта часть — отъемная, служит для помещения в нее моделей, сопротивление которых исследуется;

задняя часть — III, длиной 2.9 м; служит для изменения скорости потока и устранения влияния выходного отверстия на характер потока, омывающего модели.

Аэродинамическая труба с поворотом. В некоторых случаях размещение модели в горизонтальной трубе неудобно, а иногда и невозможно. Как показал опыт нашей работы, укрепление моделей камней регенеративной насадки в отъемной части горизонтальной трубы требует значительного времени, насыпной же материал в горизонтальной трубе помещать для испытания невозможно. Удобно для многих случаев, если труба расположена вертикально.

Для таких случаев в нашей установке к горизонтальной трубе при помощи средней, отъемной, части приставляется камера с лопатками Прандтля (рис. 134), направляющими поток воздуха вверх. Над камерой устанавливается ящик сечением 250×250 мм; дно этого ящика образовано колосниковой решеткой, на которую устанавливаются исследуемые модели.

Модель пары вертикалов коксовой печи в натуральную величину. Специальное назначение этой модели — исследовать рециркуляцию в паре вертикалов, в разделительной стенке между которыми имеются окна вверх и вниз,¹ и выяснить зависимость рециркуляции от величины этих окон и от формы отверстий, через которые поступают газ и воздух.

Воздух от вентилятора поступает в измерительную трубу *ит* (рис. 136), из нее через окно *a* в вертикал *B*, подсасывая некоторое количество воздуха через окно *1* из вертикала *H*; смесь воздуха, поданного через окно *a*, с подсосанным воздухом направляется по вертикалу *B* в окно *2* и вертикал *H*. Из этого вертикала уходит через окно *e* столько

¹ Эти, как и все другие опыты, описанные в настоящей экспериментальной части, поставлены в связи с проблемой разработки новой системы коксовой печи.

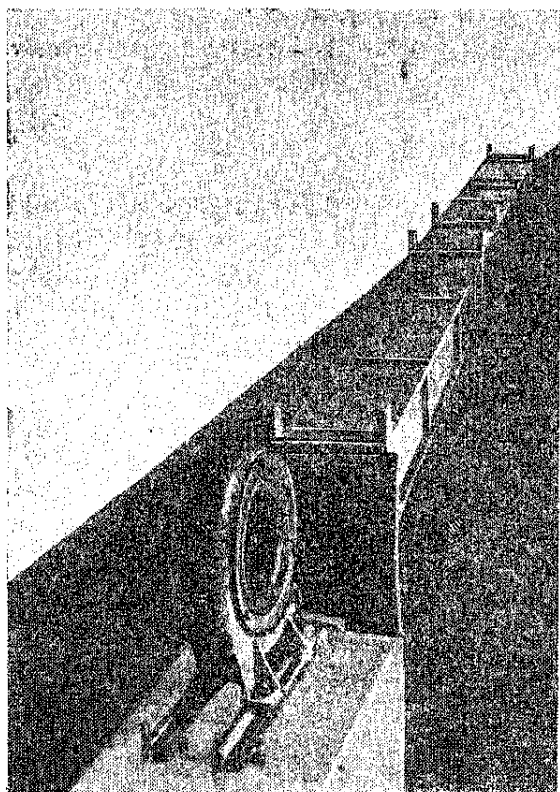


Рис. 133. Аэродинамическая труба.

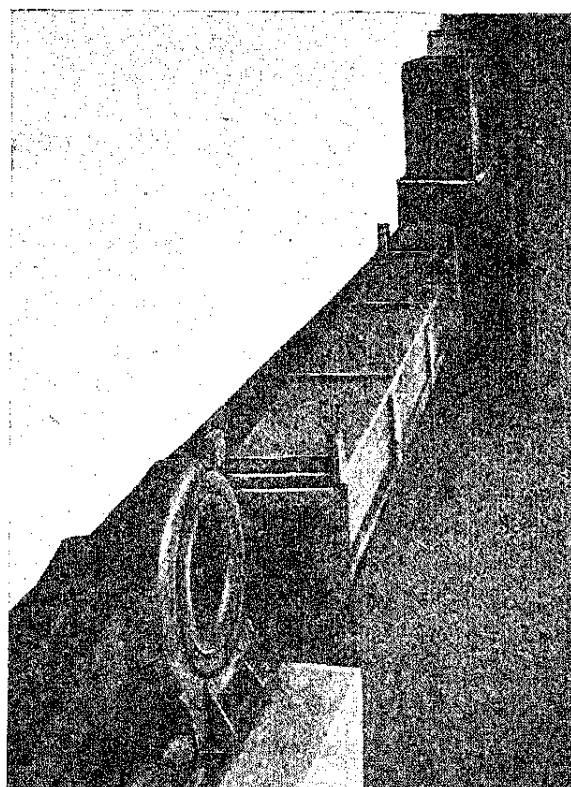


Рис. 134. Аэродинамическая труба с поворотом.

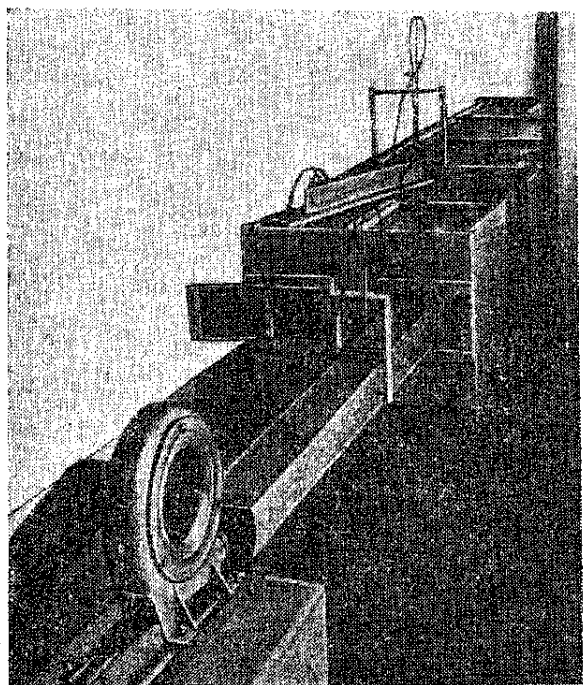


Рис. 135. Аэродинамическая установка двух вертикалов.

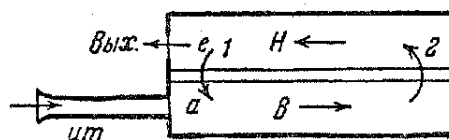


Рис. 136. Схема аэродинамической модели двух вертикалов:

ит — измерительная труба; *В* — восходящий вертикал; *Н* — нисходящий вертикал; *а* — вхождение струи воздуха в восходящий вертикал (активная струя); *б* — выход воздуха из установки; *1* и *2* — верхнее и нижнее окна в разделительной стенке между вертикалами.

воздуха, сколько подается через окно a ; остаток подсасывается струей a через окно l обратно в вертикал. Измерением объемов, проходящих через трубу $ит$ и через вертикалы B и H , устанавливается соотношение между объемами циркулирующего в вертикалах и подаваемого через a воздуха.

Методика исследований

Измерительная работа при исследованиях на аэродинамических моделях заключается в измерении перепадов давления до и после сопротивления и в измерении объемов потоков воздуха. Последние определяются не непосредственно, а на основании перепадов давления в диафрагмах, дузах, трубе Вентури или на основании измерения скоростных напоров в потоках воздуха. Наиболее простым способом является определение объемов при помощи измерений перепадов давления в диафрагмах. Но по причинам, которые будут изложены ниже, от определения объемов при помощи диафрагмы мы отказались и все определения объемов делали при помощи пневмометрической трубки, через измерение скоростных напоров. Сечение канала, по которому идет поток воздуха, делится на несколько участков; мы в своих работах сечение делим на 16 участков; в каждом участке определяется скоростной напор p_v , и из формулы скоростного напора вычисляется скорость в каждом участке:

$$p_v = \frac{v}{2g} \cdot \gamma, \quad (217)$$

$$v = \sqrt{\frac{2g \cdot p_v}{\gamma}}; \quad (218)$$

для воздуха комнатной температуры $\gamma = 1.2 \text{ кг/м}^3$;

$$v = 4.427 \times 0.913 \sqrt{p_v} = 4.04 \sqrt{p_v}. \quad (219)$$

Если сечение канала $F \text{ м}^2$ разбито на n равных участков по $f \text{ м}^2$, в которых будут скорости:

$$v_1 = 4.04 \sqrt{p_{v_1}}; \quad v_2 = 4.04 \sqrt{p_{v_2}}; \quad v_3 = 4.04 \sqrt{p_{v_3}} \dots,$$

то объем воздуха, протекающего в 1 сек. через данное сечение, выразится:

$$\begin{aligned} Q &= f \cdot v_1 + f \cdot v_2 + f \cdot v_3 + \dots = \\ &= f \cdot 4.04 \sqrt{p_{v_1}} + f \cdot 4.04 \sqrt{p_{v_2}} + f \cdot 4.04 \sqrt{p_{v_3}} + \dots = 4.04 \cdot f \cdot \sum \sqrt{p_v}. \end{aligned} \quad (220)$$

Средняя скорость сечения равняется:

$$v_{\text{ср}} = \frac{Q}{F} = \frac{4.04 \cdot f \cdot \sum \sqrt{p_v}}{F}. \quad (221)$$

Число равных участков, на которые мы разбиваем сечение потока, составляет:

$$n = F : f, \quad (222)$$

и потому

$$v_{\text{ср}} = 4.04 \cdot \frac{1}{n} \cdot \sum \sqrt{p_v}. \quad (223)$$

Большое место в нашей работе заняло определение коэффициентов местного сопротивления. Одним из первых моментов, побудив-

ших нас поставить эту опытную работу, было отсутствие в литературе надежных указаний на коэффициенты сопротивления насадок регенераторов (о чем подробно будет сказано ниже).

При средней скорости в данном месте $v_{\text{ср}}$ и коэффициенте местного сопротивления ζ перепад давления в данном месте выражается:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{v_{\text{ср}}^2}{2g} \cdot \gamma. \quad (224)$$

Измерив перепад давления в данном месте, зная среднюю скорость $v_{\text{ср}}$ и плотность среды γ , можем определить коэффициент местного сопротивления:

$$\zeta = \frac{2g \cdot \Delta p}{v_{\text{ср}}^2 \cdot \gamma}; \quad (225)$$

при

$$\gamma = 1.2 \text{ кг/м}^3,$$

$$\zeta = 16.35 \cdot \frac{\Delta p}{v_{\text{ср}}^2}. \quad (226)$$

Чтобы наши опыты приблизить к действительным условиям, мы делали все измерения при сравнительно небольших скоростях движения воздуха. Чем меньше скорости, тем меньше скоростные напоры, что в конкретных цифрах показано в табл. 105.

Таблица 105

Скоростные напоры p_v при разных температурах t° и разных скоростях дыма, имеющего объемный вес при 0° 1.31 кг/нм³ (в мм вод. ст.)

Скорость v_t м/сек	Температура дыма в $^\circ\text{C}$				
	0	273	546	819	1092
0.5	0.0167	0.0084	0.0056	0.0042	0.0033
1.0	0.0667	0.0334	0.0222	0.0167	0.0133
1.5	0.1600	0.0800	0.0530	0.0400	0.0320
2.0	0.2670	0.1340	0.0890	0.0670	0.0530
2.5	0.4670	0.2340	0.1560	0.1170	0.0930
3.0	0.6000	0.3000	0.2000	0.15000	0.1200
4.0	1.0670	0.5340	0.3550	0.2670	0.2130
5.0	1.6670	0.8340	0.5550	0.4170	0.3330
6.0	2.4000	1.2000	0.8000	0.6000	0.4800
7.0	3.2700	1.6400	1.0900	0.8200	0.6500
8.0	4.2700	2.1400	1.4200	1.0700	0.8500
9.0	5.4000	2.7000	1.8000	1.3500	1.0800
10.0	6.6700	3.3400	2.2200	1.6700	1.3300

В большинстве практических случаев скоростные напоры потока дыма в печах лежат в пределах 1 мм вод. ст. Давая в наших приборах скорости, соразмеренные с действительными скоростями, мы имеем дело с малыми скоростными напорами и малыми перепадами давления; поэтому мы должны были пользоваться манометрами, позволяющими отсчитывать достаточно малые давления.

Пневмометрические трубки

Для определения скоростных напоров в потоках воздуха мы пользуемся сконструированной нами трубкой, получившей широкое применение при обследовании вентиляционных установок (Нагорский, 1929).

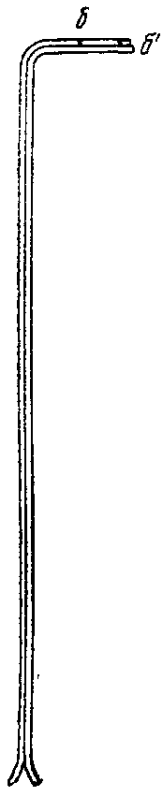


Рис. 137. Пневмометрическая трубка:

$б$ —отверстия для замера статического напора; $б'$ —отверстие для замера суммарного напора—статического и скоростного.

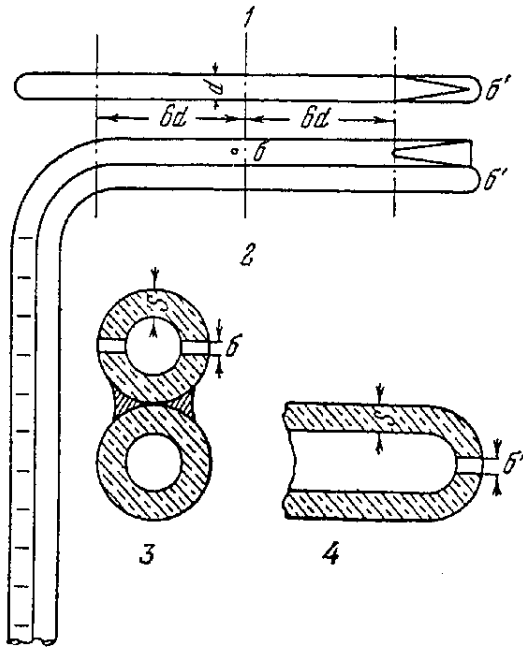


Рис. 138. Короткая ветвь пневмометрической трубки:

1—вид сверху; 2—вид снизу; 3—разрез через отверстие $б$, служащие для определения статического напора (отверстия должны быть сделаны аккуратно-цилиндрическими, без заусенцев, без воронкообразного расширения, диаметр отверстий $б$ должен быть не больше половины толщины стенок трубки s); 4—горизонтальный разрез через отверстие $б'$, служащее для определения суммарного (статического и скоростного) напора. Диаметр отверстия $б'$ равен 0.5—1 мм.

Как показывает рис. 137, эта трубка является комбинацией двух согнутых под углом трубок, спаянных друг с другом по всей длине. Короткая часть этой комбинированной трубки снабжена отверстиями $б$ для определения статического напора на одной трубке и отверстием $б'$ —для определения суммарного напора (статического и скоростного) в конце другой. Угол между короткой и длинной ветвью комбинированной трубки прямой, закругленный. На длинной ветви нанесены деления в сантиметрах. В конце длинной ветви составляющие ее трубки несколько раздвинуты, и концы их приспособлены

для удобного надевания каучуковых трубок, соединяющих пневмометрическую трубку с манометром, тягомером или другими соответствующими приборами.

В более крупном масштабе короткая ветвь и отдельные сечения ее показаны на рис. 138.

Диафрагмы

Диафрагмы широко применяются для измерения объемов потоков протекающих по каналам и трубам жидкостей, газа, пара. Имеются инструкции и таблицы для пользования диафрагмами, составленные, например, Теплотехническим институтом. В связи с производившейся нами работой нам пришлось проверить эти указания.

Расположение приборов показано на рис. 139. Согласно инструкциям Теплотехнического института¹ на расстоянии четырех диаметров

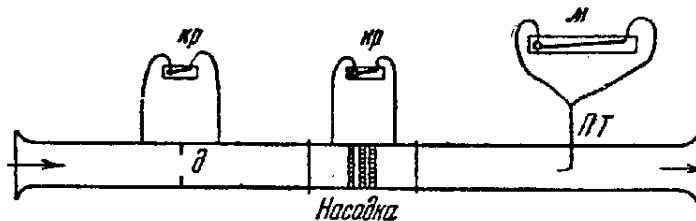


Рис. 139. Схема расположения приборов в аэродинамической трубе:

кр—тягомер Креля; м—манометр; ПТ—пневмометрическая трубка; д—диафрагма.

¹ Известия Теплотехнического института, № 8 (40), 19.

от входа в трубу была установлена диафрагма d ; перепад давления до и после диафрагмы измерялся тягомером Креля. Согласно той же инструкции, измерение перепада давления делалось между точками вблизи диафрагмы по ту и другую сторону ее или же первая точка p_1 бралась вблизи от диафрагмы и перед ней, вторая же точка p_2 — на значительном расстоянии за диафрагмой (рис. 140). Точка p_1 берется на расстоянии одного диаметра D от диафрагмы; точка p_2 — на расстоянии $4.5D$ после диафрагмы; точка p_0 — против наибольшего сужения струи после диафрагмы, расстояние которого от диафрагмы зависит от отношения площади отверстия диафрагмы f к площади сечения трубы F : $m = f : F$ (табл. 106).

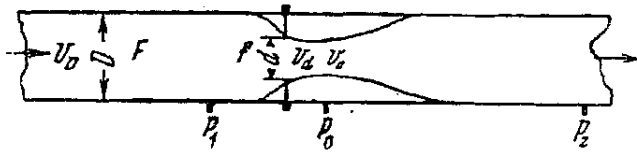


Рис. 140. Поток газа при прохождении через диафрагму. Места присоединения манометров или тягомеров для замеров перепадов давления: p_1-p_0 и p_1-p_2 .

Таблица 106

Расстояние точки p_0 от диафрагмы в зависимости от $m = f : F$

$m = 0.1$	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7
Расстояние до $p_0 = 0.75$	0.70	0.65	0.55	0.45	0.35	0.27d

При измерении перепада давления между точками p_1 и p_2 скорость в отверстии диафрагмы выражается формулой:

$$v_d = k_b \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}} = 4.43k_b \sqrt{\frac{p_1 - p_2}{\gamma}}; \quad (227)$$

отсюда:

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \left[\frac{1}{k_b} \right]^2 \cdot \frac{v_d^2}{2g} \cdot \gamma. \quad (228)$$

Величина $\left[\frac{1}{k_b} \right]^2$ является коэффициентом местного сопротивления по скорости в отверстии диафрагмы.

Величины k_b и $\zeta = \frac{1}{k_b^2}$ даны в табл. 107.

Таблица 107

Величины k_b и ζ для диафрагм при $\Delta p = p_1 - p_2$ для разных величин m

$d =$	75 мм		100 мм		150 мм		200 мм		300 мм	
	k_b	ζ	k_b	ζ	k_b	ζ	k_b	ζ	k_b	ζ
0.1	0.663	2.270	0.661	2.290	0.657	2.310	0.654	2.330	0.650	2.37
0.2	0.718	1.940	0.716	1.950	0.711	1.980	0.708	2.000	0.703	2.03
0.3	0.795	1.580	0.790	1.600	0.784	1.620	0.780	1.640	0.774	1.67
0.4	0.893	1.260	0.886	1.280	0.880	1.290	0.877	1.300	0.867	1.33
0.5	1.022	0.960	1.014	0.970	1.004	0.990	0.997	1.000	0.987	1.03
0.6	1.210	0.684	1.197	0.700	1.183	0.715	1.173	0.723	1.157	0.75
0.7	1.480	0.457	1.464	0.467	1.444	0.480	1.430	0.490	1.413	0.60

Если сравнить табл. 107 с табл. 68 (глава IV), то можно отметить, что при $f:F$ — от 0.1 до 0.5 величины сходятся в обеих таблицах близко, дальше получается значительное расхождение, достигающее 50% при $f:F = 0.7$.

При замере перепада давления между точками p_1 и p_0 инструкция Теплотехнического института дает формулу для определения скорости в диафрагме:

$$v_d = 4.43k_c \cdot \sqrt{\frac{p_1 - p_0}{\gamma}} \text{ м/сек.} \quad (229)$$

$$\Delta p = p_1 - p_0 = \left[\frac{1}{k_c} \right]^2 \cdot \sqrt{\frac{v_d^2}{2g}} \cdot \gamma. \quad (230)$$

Коэффициенты k_b и k_c в инструкции Теплотехнического института даются независимо от скорости, и высчитанные нами на основании данных этой инструкции коэффициенты местного сопротивления ζ (табл. 107 и 108) также даются независимо от скорости, как и данные табл. 68 (глава IV).

Таблица 108

k_c и ζ для диафрагм при $\Delta p = p_1 - p_0$, для разных $m = f:F$

$d =$	75 мм		100 мм		150 мм		200 мм		300 мм	
	k_c	ζ	k_c	ζ	k_c	ζ	k_c	ζ	k_c	ζ
m										
0.1	0.619	2.61	0.617	2.63	0.615	2.65	0.613	2.66	0.610	2.68
0.2	0.631	2.51	0.628	2.53	0.626	2.55	0.624	2.57	0.620	2.60
0.3	0.653	2.34	0.650	2.37	0.646	2.40	0.643	2.43	0.637	2.46
0.4	0.684	2.13	0.680	2.16	0.674	2.20	0.670	2.23	0.663	2.27
0.5	0.728	1.88	0.723	1.91	0.716	1.95	0.710	1.99	0.700	2.04
0.6	0.788	1.61	0.786	1.62	0.774	1.68	0.766	1.70	0.756	1.75
0.7	0.880	1.29	0.873	1.13	0.868	1.33	0.856	1.36	0.846	1.40

Мы проделали наблюдения с двумя диафрагмами: с диафрагмой с одним отверстием диаметром 150 мм и с диафрагмой с четырьмя отверстиями, каждое диаметром 75 мм. Площадь сечения одного отверстия в 150 мм равняется суммарной площади отверстий диафрагмы с четырьмя отверстиями по 75 мм. При внутреннем сечении аэродинамической трубы 250 × 250 мм выражение $m = f:F$ для обеих диафрагм равняется по действительным площадям сечений:

$$m' = 0.0176 \text{ м}^2 : 0.0625 \text{ м}^2 = 0.285;$$

по отношению к площади сечения приведенного диаметра трубы:

$$m = 0.0176 : 0.049 = 0.36.$$

При таком m для диаметра в 150 мм коэффициенты местного сопротивления, согласно табл. 107 и 108, получаются:

$$\zeta_{p_1 - p_2} = 1.42; \quad \zeta_{p_1 - p_0} = 2.28;$$

для диаметров в 75 мм:

$$\zeta_{p_1 - p_2} = 1.39; \quad \zeta_{p_1 - p_0} = 2.21.$$

Наши опыты с диафрагмами. 1. Диафрагма с одним отверстием диаметром 150 мм (опыт № 4, 8/VII 1937 г.). Записи и расчеты этого опыта дадим подробно, так как порядок их является типовым для всех наблюдений. Наблюдения заключались:

а) в наблюдении перепада давления до и после диафрагмы (среднее из двух наблюдений);

б) в измерении скоростного напора в 16 равных участках сечения аэродинамической трубы. Измерение производилось дважды: измерив и записав 16 скоростных напоров, эту серию наблюдений повторяли; затем для каждого участка брали среднюю цифру.

Имея скоростные напоры для каждого участка, вычисляли [по ф-ле (220)] объем протекающего воздуха и скорости в трубе и диафрагме. Из этих данных вычисляются все интересующие нас коэффициенты.

а) Наблюдаемые перепады давления (среднее из двух наблюдений)

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 9.85 \text{ мм вод. ст.}$$

$$\Delta p = p_1 - p_0 = 15.08 \text{ " " "}$$

б) Скоростные напоры (даем цифры по той схеме, какая принята нами в журнале записей наблюдений).

1-я серия наблюдений				2-я серия наблюдений				Средние цифры			
0.50	0.55	0.55	0.50	0.54	0.57	0.57	0.54	0.52	0.56	0.56	0.52
0.60	0.60	0.60	0.57	0.59	0.59	0.59	0.59	0.60	0.60	0.60	0.58
0.55	0.60	0.60	0.57	0.59	0.60	0.59	0.57	0.57	0.60	0.60	0.57
0.55	0.55	0.55	0.55	0.54	0.57	0.54	0.54	0.55	0.56	0.55	0.55

Для расчета по ф-ле (220) надо определить сумму квадратных корней из скоростных напоров (из средних цифр) $\sum \sqrt{p_v}$:

$$\sqrt{0.52} \times 2 = 0.720 \times 2 = 1.44$$

$$\sqrt{0.55} \times 3 = 0.740 \times 3 = 2.22$$

$$\sqrt{0.56} \times 3 = 0.750 \times 3 = 2.25$$

$$\sqrt{0.57} \times 2 = 0.755 \times 2 = 1.51$$

$$\sqrt{0.58} \times 1 = 0.761 \times 1 = 0.76$$

$$\sqrt{0.60} \times 5 = 0.770 \times 5 = 3.85$$

$$\sum \sqrt{p_v} = 12.03$$

Площадь одного участка сечения трубы:

$$0.25^2 : 16 = 0.003905 \text{ м}^2.$$

Объем воздуха, протекающего в 1 сек. по ф-ле (220):

$$Q_{\text{возд}} = 4.04 \times 0.003905 \times 12.03 = 0.1898 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Средние скорости $v_{\text{ср}}$:

$$\text{В трубе} \dots \dots \dots 0.1898 : 0.0625 = 3.04 \text{ м/сек.}$$

$$\text{В диафрагме} \dots \dots \dots 0.1898 : \frac{\pi \times 0.15^2}{4} = 10.8 \text{ м/сек.}$$

Коэффициенты местного сопротивления по скорости в диафрагме определяем по ф-ле (226):

$$\zeta_{p_1 - p_2} = 16.35 \times \frac{9.85}{10.8^2} = 1.38;$$

$$\zeta_{p_1 - p_0} = 16.35 \times \frac{15.08}{10.8^2} = 2.12.$$

Числа Рейнольдса:
по трубе

$$Re_{\text{тр}} = \frac{v \cdot d}{\nu} = \frac{3.04 \times 0.25}{15 \times 10^{-6}} = 50\,700;$$

по диафрагме

$$Re_{\text{диафр}} = \frac{10.8 \times 0.15}{15 \times 10^{-6}} = 108\,000.$$

Таблица 109

Коэффициенты местного сопротивления в диафрагме диаметром 150 мм в связи с параметрами Рейнольдса Re и скоростями v

№ опыта	$Re_{\text{диафр}}$	$v_{\text{диафр}}$	$\zeta_{p_1 - p_2}$	$\zeta_{p_1 - p_0}$
17 ₁	57 400	5.74	1.62	2.49
14 ₁	60 400	6.04	1.60	2.53
17	64 700	6.47	1.56	2.23
13 ₁	65 300	6.53	1.58	2.44
14	69 100	6.91	1.75	2.54
13	75 600	7.56	1.44	2.19
10	83 500	8.35	1.54	2.32
5	88 500	8.85	1.40	2.27
9	96 700	9.67	1.44	2.15
4	108 000	10.80	1.36	2.12

Влияние этих факторов выступает резко, если мы разобьем цифры табл. 109 на две группы: с Re — от 57 400 до 69 100 и с Re — от 75 600 до 108 000, и по каждой группе возьмем средние числа (табл. 110).

2. *Сопоставление опытных данных по диафрагмам с четырьмя отверстиями по 75 мм в диаметре.* Так же, как при опытах с диафрагмой с одним отверстием, и в этой серии опыты проводились без введения и с введением в конце трубы добавочного сопротивления; последнее всегда сопровождалось увеличением коэффициента местного сопротивления в соответствии с уменьшением скорости и параметра Рейнольдса [парные опыты № 6 — 7₁, 11 — 11₁ (11₂), 12 — 12₁, 15 — 15₁, 16 — 16₁].

Расположим полученные данные в следующем порядке параметров Рейнольдса и скоростей (табл. 111).

Общая тенденция снижения коэффициентов сопротивления видна и в этой таблице, но колебания цифр здесь больше, чем в табл. 109. Влияние скоростей и чисел Рейнольдса видно особенно ясно, если мы разобьем опыты на две группы по шесть опытов и сравним среднеарифметические (табл. 112).

В табл. 109 даем результаты ряда опытов с диафрагмой диаметром 150 мм.

Из табл. 109 видно, что с увеличением скорости и параметра Рейнольдса коэффициенты местного сопротивления уменьшаются. При небольших увеличениях скоростей уменьшение коэффициентов сопротивления незначительно и нерезко; однако в парных опытах, где опыт повторялся с введением сопротивления в конце трубы, даже и небольшие уменьшения скорости вели к ясному уменьшению коэффициента ζ .

Таблица 110

Влияние числа Рейнольдса Re и скоростей v на величину коэффициента сопротивления диафрагмы ($p_1 - p_0$)

сп. $Re_{\text{диафр}}$	сп. $v_{\text{диафр}}$	сп. $\zeta_{p_1 - p_2}$	сп. $\zeta_{p_1 - p_0}$
63 380	6.34	1.62	2.45
90 460	9.05	1.44	2.21

Какое влияние на коэффициенты местного сопротивления оказывает число отверстий в диафрагме? Возьмем средние величины из всех определений для каждой диафрагмы (табл. 113).

Из табл. 113 видно, что в данном случае две диафрагмы, имеющие одинаковую суммарную площадь сечения отверстий и одинаковое отношение $f:F$, имеют одинаковые коэффициенты $\zeta_{p_1-p_2}$. Бросается в глаза, что скорость в обеих диафрагмах почти одинакова, числа же Рейнольдса разнятся вдвое. Отсюда возникает вопрос: что больше влияет на коэффициент сопротивления — число Рейнольдса как параметр, определяющий состояние потока, или скорость, пропорционально которой при прочих равных условиях изменяется число Рейнольдса? Заметим также, что если брать число Рейнольдса не по скорости в диафрагме и не по диаметру отверстия диафрагмы, а по скорости и диаметру трубы, то при равенстве скоростей будут равные числа Рейнольдса в обоих случаях. Отсюда вытекает еще вопрос:

если коэффициент сопоставления зависит от числа Рейнольдса, то от какого именно — от числа Рейнольдса в канале перед сопротивлением или же от числа Рейнольдса в самом сопротивлении?

Все это очень важные вопросы, для решения которых опытов, проведенных нами, недостаточно. Вопросы эти весьма актуальны и вообще и в частности потому, что диафрагмы играют большое значение для измерения объема газов, протекающих по газопроводам.

Диафрагмы („шайбы“) широко применяются для измерения объемов газов. Вопрос этот подвергался всестороннему рассмотрению многочисленными исследователями. Было констатировано, что коэффициент сопротивления ζ [или коэффициент истечения k_b и k_c в ф-лах (239) и (241)] является практически неизменным только при больших числах Рейнольдса; по правилам Общества германских инженеров

Таблица 111

Коэффициенты местного сопротивления диафрагмы с четырьмя отверстиями по 75 мм в диаметре в связи с параметрами Рейнольдса Re и скоростями v

№ опыта	$Re_{\text{диафр}}$	$v_{\text{диафр}}$	$\zeta_{p_1-p_2}$	$\zeta_{p_1-p_0}$
15 ₁	27 500	5.50	2.32	3.03
16 ₁	27 820	5.95	1.45	2.32
12 ₁	33 350	6.67	1.52	2.32
16	33 550	6.71	1.30	2.09
15	34 800	6.96	1.42	2.06
11 ₁	35 500	7.10	1.63	2.57
11 ₂	36 150	7.23	1.58	2.45
12	37 400	7.48	1.43	2.19
7	43 050	8.61	1.50	1.78
11	43 100	8.62	1.39	2.13
8	49 500	9.90	1.46	1.78
6	50 320	10.64	1.35	1.54

Таблица 112

Влияние числа Рейнольдса Re и скоростей v на величину коэффициента сопротивления диафрагмы (p_1-p_2)

$Re_{\text{диафр}}$	ср. $v_{\text{диафр}}$	ср. $\zeta_{p_1-p_2}$	ср. $\zeta_{p_1-p_0}$
34 090	6.45	1.61	2.40
43 250	8.75	1.45	1.98

Таблица 113

Влияние числа Рейнольдса Re и скоростей v на величину коэффициента сопротивления диафрагмы с четырьмя отверстиями (p_1-p_2)

Диафрагмы	ср. $Re_{\text{диафр}}$	ср. $v_{\text{диафр}}$	ср. $\zeta_{p_1-p_2}$
Диаметром 150 мм . .	76 920	7.69	1.53
Диаметром 75 мм . .	38 670	7.60	1.53

эта предельная граница для стандартных диафрагм равняется

$$Re = 250\,000 \sqrt{\frac{f}{F}}. \quad (243)$$

В наших опытах числа Рейнольдса лежат ниже этой границы, в области скоростей, где коэффициенты ζ не являются постоянными, что и подтвердилось нашими результатами. Поэтому от измерения скоростей и объемов при помощи диафрагм пришлось отказаться, и пользоваться более кропотливым методом, применяя замеры скоростных напоров пневматическими трубками.

Насадки регенераторов

Чрезвычайная скудость литературного материала о сопротивлении насадок регенераторов побудила нас произвести ряд опытов с насадками. Необходимость произвести экспериментальную проверку вызывается также тем, что формулы Кистнера [(148) и (149), глава IV], получившие широкое распространение, возбуждали в нас некоторое сомнение: в этих формулах дается ширина просветов между кирпичами и не дается отношение площади просветов к общей площади сечения насадки; между тем, естественно предполагать, что в насадках, так же как и в диафрагмах, это отношение должно иметь значение. Далее, в формулах Кистнера коэффициент сопротивления дается на 1 м высоты насадки, независимо от того, сколько рядов кирпичей в 1 м размещается; это также возбуждает сомнение.

В поставленных нами опытах расстояние между кирпичами равнялось толщине кирпича, $d = S$. Размещение кирпичей было простое, не шахматное. Опыты проводились с моделями насадочных кирпичей 25×75 мм и брусков 25×25 мм; число рядов бралось от 1 до 7. Опуская описание отдельных опытов и отдельных цифр, приведем лишь общие выводы.

Переход газов из одного ряда насадки в другой через просветы между кирпичами можно приравнять к прохождению газов через диафрагмы. В случае регенераторов отношение $f:F$ [см. ф-лы (142), (143), табл. 68] будет равняться отношению площади просветов, через которые газы переходят из одного ряда кирпичей в другой, к площади сечения свободного пространства между кирпичами в одном ряду их.

В наших опытах при расстоянии между кирпичами d , равном толщине кирпича S , это отношение $f:F = 0.5$. Для такого отношения, согласно табл. 68 (стр. 129), коэффициент сопротивления, считая по скорости в диафрагме, $\zeta = 1.08$. В наших опытах при относительно больших скоростях 8—9 м/сек (в просвете) коэффициент сопротивления получился $\zeta_{\text{просв}} = 0.53$. Следовательно, для этих скоростей коэффициент сопротивления при проходе через просветы насадки можно принять равным половине коэффициента сопротивления диафрагмы. При меньших скоростях коэффициенты сопротивления значительно возрастают.

Высота кирпича на коэффициент сопротивления одного просвета влияет относительно мало.

Далее, из наших наблюдений можно констатировать, что при данном числе рядов насадки коэффициент сопротивления уменьшается с увеличением скорости (и числа Рейнольдса), как это вообще наблюдается в местных сопротивлениях.

Но если брать случаи не только с разными скоростями, но и с разным числом рядов насадки, то эта правильность нарушается.

Наблюдаются случаи, когда при уменьшении скорости и в то же время при увеличении числа рядов насадки коэффициент сопротивления одного просвета не увеличивается, а уменьшается.

Чем же это можно объяснить?

Увеличение числа Рейнольдса с увеличением скорости потока данной формы сопровождается увеличением турбулентности потока; следовательно, при той же форме потока и характере изменения движения его коэффициент местного сопротивления тем меньше, чем больше турбулентность данного потока.

При прохождении через насадку турбулентность потока возрастает тем больше, чем больше рядов насадки. Повидимому, число рядов насадки влияет на турбулентность больше, чем скорость и число Рейнольдса.

На основании нашего экспериментального материала даем график для величины коэффициента сопротивления при прохождении воздуха через просвет из одного ряда насадки в другой (ζ на 1 просвет), при расстоянии между кирпичами d , равном толщине кирпича S (рис. 141).

Наши опытные данные заставляют сомневаться в правильности коэффициентов сопротивления насадки, даваемых Кистнером (1931). Кистнер дает коэффициент сопротивления независимо от скорости — это неправильно: скорости должны быть принимаемы во внимание.

Если неправильность расчетов по формуле Кистнера не бросилась до сих пор в глаза, то это происходит потому, что вообще сопротивление насадок регенераторов составляет лишь малую долю в общем сопротивлении печной системы, и ошибка расчета выправлялась автоматически за счет общей большей суммы располагаемого напора. По мере увеличения интенсивности хода печей становится все больше и больше насущной задача сделать регенераторы компактнее. Это достижимо путем увеличения скоростей в насадке и увеличения поверхности ее на единицу объема, что сопровождается значительным увеличением сопротивления. Вместе с тем становится практически более важным иметь правильные способы расчета сопротивления насадки.

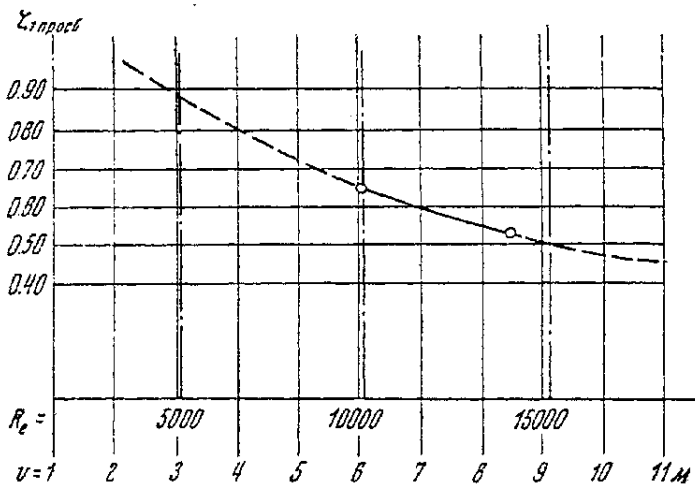


Рис. 141. Диаграмма коэффициентов сопротивления при прохождении газов через один ряд кирпичей насадки в регенераторах в зависимости от числа Рейнольдса и скорости. Промежутки между кирпичами равняются толщине кирпичей; расположение простое, не смещенное.

Рециркуляция

Рециркуляция газов приобретает все большее и большее значение в печной технике. Она применяется для уменьшения разницы температуры в разных точках обогревательного пространства, для лучшего перемешивания газов и для достижения лучшего сгорания.

Аэродинамическая установка для изучения рециркуляции при действии инъекции струи у нас имела специальную цель: в связи с

разработкой системы коксовой печи, в работе которой очень большое значение имеет рециркуляция пламени в соседних каналах, необходимо было установить, как отражается на рециркуляции:

- 1) отношение между площадью сечения канала и площадью сечения поступающей активной струи,
- 2) форма сечения активной струи,
- 3) величина окон простенка между вертикалами, через которые происходит рециркуляция.

Схема установки представлена на рис. 136. Она представляет собой фанерный ящик, разделенный вдоль перегородкой n на два канала B и H , соответствующие восходящему и нисходящему вертикалам в коксовой печи; длина этих каналов равняется высоте вертикалов, сечение — сечению вертикалов. По концам перегородки n имеются окна 1 и 2; рециркуляция через них идет, как показано стрелками. Воздух из вентилятора вдувается через измерительную трубу $ит$, активная струя поступает в „восходящий“ вертикал через отверстие a ; из выходного отверстия e , из „нисходящего“ вертикала, выбрасывается наружу столько воздуха, сколько поступает в „восходящий“ вертикал через отверстие a .

Внешний вид установки представлен на рис. 135. Окна имеют шиберы, благодаря которым можно изменять их площади. Выходное отверстие также снабжено задвижкой, благодаря которой можно изменять скорости в установке, увеличивая сопротивление.

Объемы вдуваемого воздуха и циркулирующего по вертикалам определяются пневмометрическими трубками; рамки для установки этих трубок в 16 участках сечения трубы и нисходящего вертикала видны на рис. 135.

Отношение между объемом воздуха Q_b , протекающего в единицу времени по вертикалу B_b , и объемом, подаваемым через отверстие a по вертикалу H_a :

$$r = \frac{Q_b}{Q_a},$$

служит мерой циркуляции под влиянием инъекции активной струи.

Длина вертикалов в нашей модели 4 м; сечение 600×355 м.

В табл. 114 даем соотношение между скоростью и объемом активной струи и потока в канале (вертикале), при

$$f_{\text{акт. стр}} = 0.145 \times 0.145 = 0.02105 \text{ м}^2;$$

$$F_{\text{кан}} = 0.6 \times 0.355 = 0.213 \text{ м};$$

$$f_{\text{акт. стр}} : F_{\text{кан}} = 0.099; \quad F_{\text{кан}} : f_{\text{акт. стр}} = 10.1.$$

Таблица 114

Зависимость рециркуляции от скорости активной струи

$$f_{\text{акт. стр}} = 0.145 \times 0.145 = 0.02105 \text{ м}^2$$

№ опыта	$v_{\text{акт}}$	$v_{\text{верт}}$	$v_{\text{акт}} : v_{\text{верт}}$	$Q_{\text{акт}}$	$Q_{\text{верт}}$	$Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$
18	11.70	2.22	5.27	0.2467	0.4720	1.91
96	11.47	2.25	5.10	0.2420	0.4790	1.98
97	10.27	2.25	4.57	0.2160	0.4735	2.19
98	10.35	2.22	4.67	0.2180	0.4725	2.16

Среднее . . . 2.06

Бросается в глаза, что с уменьшением скорости струи отношение $Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$ увеличивается.

Те же соотношения даются в табл. 115 для струи вдвое меньшего сечения, т. е.

$$f_{\text{акт. стр}} = 0.145 \times 0.725 = 0.0105 \text{ м}^2;$$

$$f_{\text{акт}} : F_{\text{верт}} = 0.0495; \quad F_{\text{верт}} : f_{\text{акт}} = 20.2.$$

Таблица 115

Сопоставление данных опытов № 102 и 103

$$f_{\text{акт. стр}} = 0.145 \times 0.725 = 0.0105 \text{ м}^2$$

№ опыта	$v_{\text{акт}}$	$v_{\text{верт}}$	$v_{\text{акт}} : v_{\text{верт}}$	$Q_{\text{акт}}$	$Q_{\text{верт}}$	$Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$
102	12.95	1.745	7.42	0.1360	0.3720	2.73
103	12.83	1.750	7.33	0.1347	0.3715	2.76

Среднее . . . 2.75

В табл. 116 даются соотношения для:

$$f_{\text{акт}} = 0.0725 \times 0.0725 = 0.00527 \text{ м}^2;$$

$$f_{\text{акт}} : F_{\text{верт}} = 0.02475; \quad F_{\text{верт}} : f_{\text{акт}} = 40.4$$

Таблица 116

Сопоставление данных опытов № 19, 99, 100, 101

$$f_{\text{акт. стр}} = 0.0725 \times 0.0725 = 0.00527 \text{ м}^2$$

№ опыта	$v_{\text{акт}}$	$v_{\text{верт}}$	$v_{\text{акт}} : v_{\text{верт}}$	$Q_{\text{акт}}$	$Q_{\text{верт}}$	$Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$
19	14.87	1.474	10.07	0.0785	0.3140	4.00
99	14.38	1.430	10.05	0.0760	0.3053	4.02
100	14.07	1.448	9.74	0.0740	0.3087	4.17
101	14.27	1.450	9.84	0.07535	0.3095	4.11

Среднее . . . 4.075

И в этом сопоставлении, как и в табл. 114, выступает зависимость: с уменьшением скорости $v_{\text{акт}}$ увеличивается отношение $Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$. Эта же зависимость проявляется и в табл. 115, несмотря на малые различия в скоростях $v_{\text{акт}}$.

Это может быть сформулировано: величина рециркуляции $Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$ обратно пропорциональна при прочих равных условиях корню квадратному из площади сечения активной струи (табл. 117).

В дальнейших опытах была поставлена задача — выяснить влияние величины окон в разделительных стенках между вертикалами и формы сечения активной струи.

Таблица 117

Зависимость между $Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$ и площадью сечения активной струи $f_{\text{акт. стр}}$

$f_{\text{акт. стр}}$ м ²	Отношения между площадями $f_{\text{акт. стр}}$	$Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$	Отношение рециркуляции
0.02105 0.0105 0.00527	4 : 2 : 1	2.06 2.75 4.075	1 : 1.34 : 1.98 или $\sqrt{1} : \sqrt{2} : \sqrt{4}$

Все последующие опыты разбиты на три серии:

а) с окнами в разделительной стенке 500×300 мм = 0.15 м², как в предыдущих опытах;

б) с окнами в разделительной стенке 250×300 мм = 0.075 м²;

в) с окнами в разделительной стенке 125×300 мм = 0.0375 м².

Приточные отверстия, через которые в восходящий вертикал B (рис. 136) поступает активная струя, в этих опытах имели форму:

одно отверстие 145×72.5 мм; площадь 0.0105 м²;

одно круглое отверстие диаметром 116 мм; площадь 0.01056 м²;

два отверстия 140×37.7 мм; площадь $2 \times 0.00528 = 0.01056$ м²;

два отверстия 145×36.4 мм; площадь $2 \times 0.00528 = 0.01056$ м²;

три отверстия 140×25 мм; площадь $3 \times 0.00352 = 0.001056$ м²;

четыре круглых отверстия диаметром 58 мм; площадь $4 \times 0.00264 = 0.01056$ м².

Таблица 118

Сопоставление данных опытов № 102, 103, 113, 114, 121, 122—зависимость между площадью окон в разделительной стенке, отношением $Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$ и отношением объема обратно подсасываемого воздуха к объему активной струи $Q_{\text{обр}} : Q_{\text{акт}}$

Номер опыта	102—103	113—114	121—122
Площадь окон	500×300	250×300	125×300
$Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$	2.755	2.055	1.328
$Q_{\text{обр}} : Q_{\text{акт}}$	1.755	1.055	0.328
Уменьшение	в 1.66 раза		в 3.22 раза

Из этих цифр видно, что уменьшение площади окон сопровождается уменьшением обратного подсоса через нижнее окно и коэффициент этого уменьшения сильно возрастает с уменьшением абсолютной величины площади окон.

Форма сечения активной струи. В табл. 119 приводим данные опытов № 102—128.

Уже беглого взгляда на эти цифры достаточно, чтобы заметить, что при одной и той же площади сечения окон в разделительных стенках между вертикалами отношение $Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$ определяется, главным образом, отношением между площадью сечения вертикала F и площадью сечения активной струи f — $m = F : f$. При одной и той же площади сечения активной струи f величина $Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$ меняется весьма мало.

Чтобы проследить, не оказывает ли какого-либо определенного влияния форма сечения активной струи, периметр приточного отверстия, его приведенный диаметр, число Рейнольдса, — сопоставим данные опытов, приведенные табл. 119.

Цифры табл. 119 не дают возможности сделать уверенное заключение о влиянии формы отверстия или периметра сечения активной струи на величину рециркуляции; наши опыты, в пределах точности полученных цифр, не дают ясных указаний относительно этого влияния.

Форма и периметр струи если и влияют на величину рециркуляции, то влияние это сказывается в небольшой степени, и практически мы не можем учитывать их.

Попытаемся влияние отдельных факторов сделать резче, разбив данные таблицы на две группы и выведя среднее по каждой группе (табл. 120).

В группах I и II замечается определенная зависимость между факторами; в группе III эта определенность нарушается в отношении $Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$. Возможно, что это нарушение происходит от большой трудности измерять очень малые скорости.

Таблица 119

Сопоставление данных опытов № 102—128

№ опыта	Приточное отверстие			$f_{\text{акт. стр}}$ м ²	$v_{\text{акт}}$ м/сек	$Re_{\text{акт}}$ $\frac{vd}{\nu}$	$Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$
	Форма мм × мм	Периметр м	$d_{\text{прив}}$ м				
Окна в разделительных стенках 500×300 мм							
102	145×72.5	0.435	0.0968	0.0105	12.93	—	2.737
103	145×72.5	0.435	0.0968	0.0105	12.81	—	2.763
			Среднее		12.87	83100	2.750
104	Кругл., диам. 116 мм	0.364	0.116	0.01056	12.78	—	2.800
105	То же	0.364	0.116	0.01056	12.85	—	2.876
			Среднее		12.82	99300	2.840
106	2×(140×37.7)	0.711	0.0595	0.0105	13.37	—	2.425
107	2×(140×37.7)	0.711	0.0595	0.0105	13.38	—	2.430
			Среднее		13.38	53100	2.430
108	3×(140×25)	0.991	0.0517	0.0105	13.57	—	2.456
109	3×(140×25)	0.991	0.0517	0.0105	13.50	—	2.455
110	3×(140×25)	0.991	0.0517	0.0105	13.36	—	2.443
			Среднее		13.48	46400	2.450
111	4 кругл., диам. 58 мм	0.728	0.058	0.01056	13.54	—	2.592
112	То же	0.728	0.058	0.01056	13.50	—	2.610
			Среднее		13.52	52300	2.600
Окна в разделительных стенках 250×300 мм							
113	145×72.5	0.435	0.0968	0.0105	12.07	—	2.030
114	145×72.5	0.435	0.0968	0.0105	11.98	—	2.080
			Среднее		12.03	77600	2.050
115	Кругл., диам. 116 мм	0.364	0.116	0.01056	12.02	—	2.110
116	То же	0.364	0.116	0.01056	12.02	—	2.070
			Среднее		12.02	93000	2.090
117	2×(140×37.7)	0.711	0.0595	0.0105	11.93	—	1.708
118	2×(140×37.7)	0.711	0.0595	0.0105	12.40	—	1.653
			Среднее		12.16	48300	1.680
119	4 кругл., диам. 58 мм	0.728	0.058	0.01056	12.85	—	1.900
120	То же	0.728	0.058	0.01056	12.94	—	1.940
			Среднее		12.90	49900	1.920
Окна в разделительных стенках 125×300 мм							
121	145×72.5	0.435	0.0968	0.0105	11.89	—	1.295
122	145×72.5	0.435	0.0968	0.0105	11.89	—	1.360
			Среднее		11.89	76800	1.330
123	Кругл., диам. 116 мм	0.364	0.116	0.01056	12.02	—	1.320
124	То же	0.364	0.116	0.01056	11.98	—	1.295
			Среднее		12.00	92900	1.310
125	2×(140×37.7)	0.711	0.0595	0.0105	12.54	—	1.315
126	2×(140×37.7)	0.711	0.0595	0.0105	12.5	—	1.310
			Среднее		12.52	49700	1.310
127	4 кругл., диам. 58 мм	0.728	0.058	0.01056	13.45	—	1.470
128	То же	0.728	0.058	0.01056	12.84	—	1.380
			Среднее		13.15	50800	1.420

Таблица 120

Сопоставление средних величин периметра отверстия, приведенного диаметра, скорости активной струи, числа Рейнольдса и отношения $Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$

Группа	№ опыта	Средний периметр м	Средний $d_{\text{прив}}$ приточного отверстия м	Среднее $v_{\text{акт}}$ м/сек	Среднее $Re_{\text{акт}} \frac{vd}{\nu}$	Среднее $Q_{\text{верт}} : Q_{\text{акт}}$
Окна в разделительных стенках 500 × 300 мм						
I	102—105	0.400	0.106	12.85	91200	2.80
	106—112	0.810	0.056	13.46	50600	2.49
Окна в разделительных стенках 250 × 300 мм						
II	113—116	0.400	0.106	12.03	85300	2.07
	117—120	0.720	0.059	12.53	49100	1.80
Окна в разделительных стенках 125 × 300 мм						
III	121—124	0.400	0.106	11.95	84850	1.32
	125—128	0.720	0.059	12.84	50250	1.37

ГЛАВА X

ОГНЕВЫЕ МОДЕЛИ

Гидравлические и аэродинамические модели воспроизводят лишь картину движения потоков, независимо от тепловых явлений.

В гидравлической модели плотность движущейся среды — воды — везде одинакова. Самое незначительное действие струи заставляет послушно следовать массы воды без действия какого-либо другого фактора. О распределении температуры в печной конструкции, о действии этих температур на распределение статических давлений, о взаимодействии динамических напоров и тепловых напоров и о вытекающих отсюда последствиях можно, на основании явлений в гидравлической модели, предугадывать лишь путем логических рассуждений и примерных расчетов.

О тепловых явлениях — о приблизительном распределении температур в образце, о влиянии температур на газовые потоки — стремятся получить непосредственные указания по огневой модели: предполагаемая конструкция выполняется из огнеупорного материала в определенном масштабе по отношению к „образцу“ и испытывается под огнем. Относительные размеры могут быть или в несколько раз меньше по сравнению с разрабатываемой печной конструкцией, или в натуральную величину; в последнем случае более подходит название „опытной установки“, которая может представлять собой не всю печную конструкцию, а часть ее, подлежащую предварительному испытанию.

Насколько точно явления в огневой модели могут давать картину того, что должно происходить в предполагаемой конструкции, в „образце“? В особенности, насколько точную картину динамических и тепловых явлений дадут модели значительно уменьшенных по сравнению с образцами размеров?

Разберем несколько возможных случаев.

ПРИМЕР 1. МОДЕЛЬ ПАРЫ ВЕРТИКАЛОВ БЕЗ РЕЦИРКУЛЯЦИИ

Положим, мы поставили себе задачей испытать на огневой модели распределение температур в паре вертикалов коксовой печи, без рециркуляции (рис. 142).

В основании входящего вертикала 1 имеются приточные отверстия, через которые в вертикал поступают струи воздуха и газа (доменного или коксовального); продукты горения поднимаются по восходящему вертикалу, переваливают в нисходящий вертикал 2 и уходят через выходные отверстия в основании его. Направление газов меняется через определенные промежутки времени (через 0.5 часа, через 0.25 часа): нисходящий вертикал при этом делается восходящим и восходящий — нисходящим.

Условия работы образца характеризуются следующим.

Внутреннее сечение вертикала — 0.5×0.35 м; приведенный диаметр его:

$$d_{\text{прив}} = \frac{2 \times 0.5 \times 0.35}{0.5 + 0.35} = 0.411 \text{ м.}$$

Высота вертикала 3.5 м. Газ и воздух входят в восходящий вертикал через два отверстия сечением по 60×90 мм.

Расход доменного газа на одну пару вертикалов $0.0158 \text{ м}^3/\text{сек}$; расход воздуха $0.0152 \text{ м}^3/\text{сек}$; объем дыма $0.03 \text{ м}^3/\text{сек}$.

При температуре поступающих из регенераторов газа и воздуха $t = 1000^\circ$ объем доменного газа равен:

$$0.0158 \times \frac{1273}{273} = 0.0737 \text{ м}^3;$$

расход воздуха

$$0.0152 \times \frac{1273}{273} = 0.071 \text{ м}^3.$$

При температуре продуктов горения $t = 1400^\circ$ объем их:

$$0.03 \times \frac{1673}{273} = 0.184 \text{ м}^3.$$

Скорость движения продуктов горения по вертикалу:

$$v_t = 0.184 : (0.5 \times 0.35) = 1.05 \text{ м/сек.}$$

Кинематическая вязкость продуктов горения при 1400° :

$$\nu_{1400^\circ} = 250 \times 10^{-6}.$$

Число Рейнольдса:

$$Re_{1400^\circ} = \frac{1.05 \times 0.411}{250 \cdot 10^{-6}} = 1730.$$

Таким образом, по величине параметра Рейнольдса движение в вертикале должно бы быть ламинарным, но наличие турбулизаторов — врывающейся с большой скоростью струи газа и воздуха в восходящем вертикале — и окна при переходе в нисходящий вертикал дает основание думать, что, несмотря на малое число Рейнольдса, движение в вертикалах будет турбулентное.



Рис. 142. Схема огневой модели пары вертикалов без рециркуляционного окна внизу разделительной стенки.

Переходя от образца к модели, для получения подобия характера движения необходимо, по правилам моделирования, чтобы параметр Рейнольдса (или „фактор инвариантности“) в образце и модели был один и тот же; в данном случае

$$Re_{\text{обр}} = Re_{\text{мод}} = 1730.$$

Заметим, что в гидравлических моделях при больших числах Рейнольдса, далеко отстоящих от границы наступления турбулентного движения, допустимо отступление от указанного правила, лишь бы характер движения был турбулентным. В этом заключается свойство гидравлических моделей — давать правильную картину движения потока и при отступлении от идентичности числа Рейнольдса или фактора инвариантности — „автомодельность“, по терминологии акад. М. В. Кирпичева.

В нашем примере, где число Рейнольдса лежит близко к практическому, отступать от правила моделирования нельзя; в этих условиях автомодельность может и не иметь места.

Положим, что масштаб нашей модели — $1/5$ размеров образца. Следовательно, сечение вертикалов в модели равняется:

$$0.1 \times 0.07 = 0.007 \text{ м}^2.$$

Приведенный диаметр вертикала модели:

$$d_{\text{прив}} = \frac{2 \times 0.1 \times 0.07}{0.1 + 0.07} = 0.0822 \text{ м.}$$

По данному числу Рейнольдса, по данному диаметру и кинематической вязкости можно определить скорость v_t , с какой газы должны протекать по модели:

$$v_t = \frac{Re \cdot \nu \cdot 10^{-6}}{d} = \frac{Re \cdot \nu}{d \cdot 10^6}.$$

Если бы в нашем примере мы могли дать в вертикал модели воздух и газ с тем же нагревом (1000°), как в образце, и получить температуру пламени 1400° , то скорость в вертикале была бы (при $Re = 1730$) (см. табл. 53):

$$v_{1400^\circ} = \frac{1730 \times 250}{0.0822 \times 10^6} = 5.27 \text{ м/сек.}$$

Суммарная длина вертикалов модели равняется:

$$2 \times (3.5 : 5) = 1.4 \text{ м.}$$

Время прохождения продуктов горения по вертикалам модели:

$$1.4 : 5.27 = 0.266 \text{ сек.}$$

Время прохождения продуктов горения по вертикалам образца:

$$(3.5 + 3.5) : 1.05 = 6.67 \text{ сек.,}$$

т. е. в 25 раз дольше, чем в модели.

Это вносит существенное нарушение в подобие между образцом и моделью. Если время прохождения пламени через рабочее пространство в модели в 25 раз короче, чем в образце, то реакции горения, завершающиеся в пламенном пространстве образца, могут и не завершаться в модели; это дает большое расхождение и в сумме теплоотдачи, и в характере теплопередачи, и в распределении температур.

Есть и другие стороны, которые нарушают подобия в моделях малого масштаба. Так, меньшее сечение струй газа и воздуха и значительно большая их скорость усиливают смешение и ускоряют реакцию горения; большая относительная поверхность стен пламенного пространства (по отношению к объему его) усиливает каталитическое действие стен на реакцию горения. Но точно учесть эти факторы и в отдельности, и особенно в совокупности, невозможно, и невозможно получить в огневой модели подобный процесс. Огневая модель будет тем дальше от образца, чем меньше ее масштаб.

Есть еще трудности в получении подобия огневой модели и образца: рабочее пространство огневой модели должно отдавать такую же относительную долю получаемого тепла, как и образец. Это очень трудно выполнить технически.

ПРИМЕР 2. МОДЕЛЬ ПАРЫ ВЕРТИКАЛОВ С БОЛЬШОЙ РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ

С большими окнами вверху и внизу в разделительной стенке между вертикалами (рис. 143).

Поперечное сечение вертикалов 0.6×0.358 м. Приведенный диаметр вертикалов 0.45 м, высота вертикалов 4.5 м.

Газ и воздух входят в восходящий вертикал через отверстие сечением по 0.0150×0.076 .

Расход доменного газа на пару вертикалов равен $0.0158 \text{ м}^3/\text{сек}$; объем его при 1000° — $0.0737 \text{ м}^3/\text{сек}$.

Расход воздуха на одну пару вертикалов $0.0152 \text{ м}^3/\text{сек}$; объем его при 1000° — $0.071 \text{ м}^3/\text{сек}$.

Объем дыма на одну пару вертикалов — $0.03 \text{ м}^3/\text{сек}$; объем его при температуре пламени 1400° — $0.184 \text{ м}^3/\text{сек}$.

Отношение между площадью сечения вертикала и площадью сечения активной струи:

$$m = \frac{0.6 \times 0.358}{0.150 \times 0.076} = 18.9.$$

При таком соотношении сечений можно предполагать, на основании наблюдений на гидравлической модели и на аэродинамической установке, что поток циркулирующих газов будет в $2.7 - 2.8$ раза больше, чем объем пламени от сгорания подаваемого газа. Сообразно этому объем протекающего в 1 сек. по вертикалу пламенного потока будет 0.506 м^3 и соответствующая скорость $v_t = 2.35 \text{ м/сек}$.

Число Рейнольдса, отнесенное к потоку пламени в вертикале:

$$Re_{1400^\circ} = \frac{2.35 \times 0.45}{2.50 \times 10^{-6}} = 4240.$$

Другими словами, поток пламени — турбулентный, и условия характера потока отстоят относительно далеко от критической границы, при которой получается неустойчивое, или ламинарное, состояние, особенно принимая во внимание, что при усиленной рециркуляции число факторов, способствующих турбулентному состоянию, больше: прибавляется нижнее окно в разделительной стенке.

При масштабе модели в $1/5$ от образца размеры в ней будут: сечение вертикалов $0.12 \times 0.072 \text{ м}^2$; приведенный диаметр $d_{\text{прив}} = 0.09 \text{ м}$; высота вертикалов 0.9 м .

При сохранении того же числа Рейнольдса, $Re = 4240$, скорость в модели будет:

$$v_t = \frac{Re \cdot v}{d \cdot 10^6} = \frac{4240 \times 250}{0.09 \times 10^6} = 11.74 \text{ м/сек}.$$



Рис. 143. Схема огневой модели пары вертикалов с окнами вверху и внизу в разделительной стенке.

Время пребывания продуктов горения в вертикалах с момента поступления газов и воздуха в восходящий вертикал до момента выхода продуктов горения из нисходящего вертикала:

в образце:

$$(0.6 \times 0.358 \times 45 \times 2) : 0.184 = 10.5 \text{ сек.};$$

в модели:

$$0.9 \times 2 \frac{11.74}{2.7} = 1.8 : 4.35 = 0.414 \text{ сек.}$$

Следовательно, пребывание пламени в модели и в этом случае будет в 25 раз кратковременнее, и условия для завершения реакции в пламени не те, как в образце.

Они не будут теми же и в том случае, если мы, пользуясь авто-модельностью, снизим подачу воздуха в 2—3 раза так, чтобы не рисковать перейти в область ламинарного движения.

Другие условия — каталитическое действие внутренней поверхности вертикалов, разница в характере смещения струй большего и меньшего сечений — также влияют на скорость горения и на распределение температур.

На данном примере очень ярко выступает одно весьма важное расхождение между огневыми моделями и образцом, именно расхождение, обусловленное значительной разницей в модели и образце скоростных напоров и тепловых напоров.

Для получения идентичного числа Рейнольдса, или фактора инвариантности, скорости в огневой модели малого масштаба должны быть в несколько раз больше, чем в образце, а так как скоростные напоры пропорциональны квадрату скорости, то соответствующие скоростные напоры в модели будут во много раз больше скоростных напоров в образце. Наоборот, температурные напоры, благодаря малости размеров модели, будут меньше, чем в образце; если бы удалось в модели получать те же температуры, как в образце, то температурные напоры в модели будут во столько раз меньше, во сколько модель меньше образца. Это может привести к полному искажению картины пламенного потока — к тем большему, чем меньше масштаб модели.

В настоящем примере, в огневой модели двух вертикалов с окнами сверху и внизу в разделительных стенках, может произойти следующее коренное расхождение с образцом. При перемене направления потока газов (при „кантовке“, при перекидке клапанов) в модели, в которой скоростной напор газов, поступающих в вертикал, очень велик, а температурный перепад давления между вертикалом 2 и 1 (рис. 143) очень мал, пламя послушно пойдет по направлению поступающих в вертикал струй газа и воздуха.

В образце же может случиться, при том же числе Рейнольдса, что скоростного напора будет нехватать для создания статического напора, достаточного для преодоления теплового напора, и поток пламени перестанет слушаться кантовки.

Такое расхождение между картиной пламенного потока в модели малого масштаба и в образце, а следовательно, и искажение картины температурного поля, должно иметь место во всяком пламенном пространстве. Оно будет особенно сильно там, где в пламенном пространстве вливаются струи пламени с относительно большой скоростью в модели и малой в образце. Но расхождения будут и там, где скоростной напор и получающийся из него статический незначительны. Кроме указанных уже условий расхождения усиления каталитического действия поверхности стен и разности условий смещения газа и воздуха, вызывающих другие скорости хода реакции горения, следует

указать еще на одну сторону, отличающую огневую модель от образца: с одной стороны, слой пламени в огневой модели меньше слоя пламени в образце, а вместе с тем, при прочих равных условиях, меньше и теплопередача лучеиспусканием, занимающая такое большое место в общей теплопередаче при высоких температурах; с другой стороны, высокие скорости (при сохранении одинакового числа Рейнольдса) ведут к большим коэффициентам конвекции.

Таким образом в огневой модели малого масштаба ряд факторов сильно отличает ее от образца, причем факторы эти действуют в разных направлениях. Если присоединить к этому еще и большие трудности в создании использования тепла, подобно образцу, то становится ясным, что пользование огневыми моделями уменьшенных по сравнению с образцом масштабов — дело очень сложное и что делать выводы из наблюдений над такими моделями следует с очень большой осторожностью.

ПРИМЕР 3. ОПЫТНАЯ УСТАНОВКА ИЗ ШЕСТИ ВЕРТИКАЛОВ

Затруднения с моделями малого масштаба естественно приводят к пользованию огневой установкой в натуральную величину. Таковой может быть или вся печная конструкция, или часть ее. При разработке новых печных конструкций очень важно бывает произвести предварительное испытание тех частей ее, которые являются новыми по своему действию, отличительными для данной разрабатываемой системы, отличающимися ее от других существующих систем. Такое испытание части конструкции может привести к поправкам и исправлениям в будущей конструкции всей системы печи, даст возможность более четких наблюдений в этой именно части и значительно сократит расходы, связанные с неизбежными при всякой новой системе неполадками — с „детскими болезнями“.

В качестве примера огневой модели в натуральную величину приведем установку, выполненную и исследованную нами в связи с разрабатываемой упоминавшейся уже проблемой разработки новой системы коксовых печей.

После наблюдений на гидравлической модели шести вертикалов коксовой печи была сооружена, при содействии дирекции Магнитогорского комбината, опытная огневая установка из вертикалов в натуральную величину и произведены многочисленные наблюдения.

Установка эта изображена на четырех рисунках. На рис. 144 даны вертикальные разрезы через нее — продольный и поперечный. На рис. 145 — возведенная кладка без арматуры; на стене видны отверстия для пирометров; на переднем плане — поставленные, но еще не смонтиро-

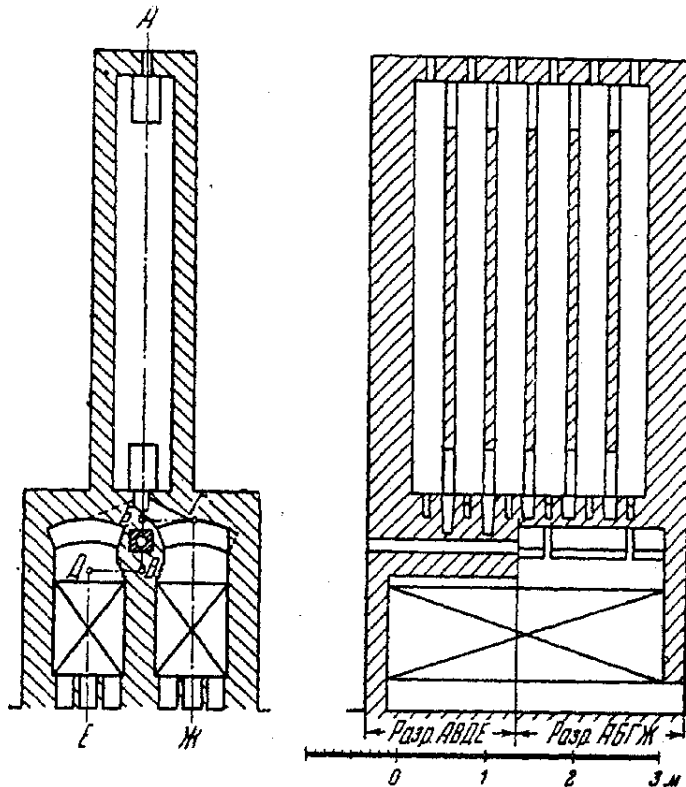


Рис. 144. Поперечный и продольный разрезы опытной огневой установки в шесть вертикалов, сооруженной на Магнитогорском металлургическом комбинате.

ванные клапаны для пуска воздуха попеременно то в один, то в другой регенератор. На рис. 146 — готовая установка во время наблюдений с поставленными пирометрами (во время второй стадии наблюдений, когда вертикалы были подняты рис. 144 на 1 м — ср.). На рис. 147 — головная часть установки, с воздушными клапанами на переднем плане; видна трубка на гибком резиновом шланге *K*, подающая в случае надобности инжектирующую струйку компрессорного воздуха в воздушный канал то одного, то другого регенератора для увеличения перепада давления между регенератором и подом вертикала.

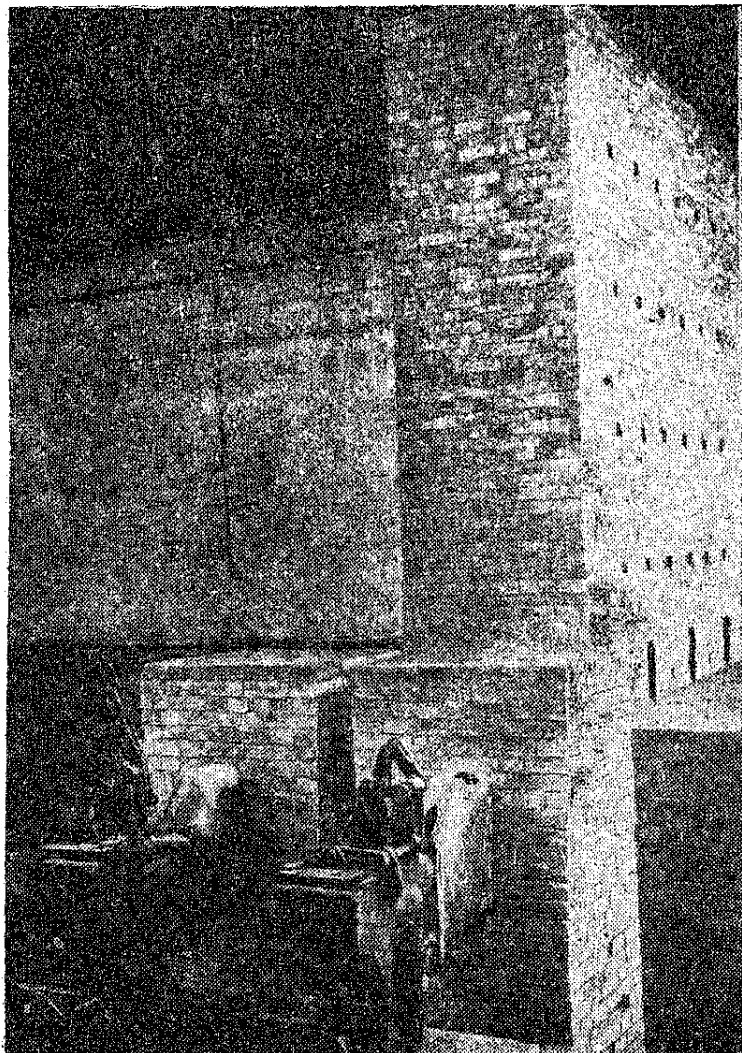


Рис. 145. Фотография кладки опытной огневой установки в шесть вертикалов.

ющих пламенное пространство от наружного воздуха.

В действующих коксовых печах поверхность стен обогревательного простенка, отделяющих пламенное пространство от наружного воздуха, в общей сложности (в двух зеркалах по концам обогревательного пространства) равняется 8—10 м². В нашей установке эта поверхность равняется 75 м², следовательно, в 8 раз больше. Это — на шесть вертикалов нашей установки; по сравнению же с 27 вертикалами печи Беккера площадь граничащей стенки с воздухом на один вертикал будет еще больше, соответственно отношению числа вертикалов. К этому следует еще прибавить, что толщина стенки, отделяющей крайние вертикалы от воздуха, в два — два с половиной раза больше, чем толщина стенок в нашей опытной установке.

Уже это показывает, что в нашей опытной установке условия для проникновения воздуха через стенки во много раз более благоприятны, чем в действующих коксовых печах.

Эта опытная установка дала возможность сделать очень много ценных наблюдений, подтвердивших в основном теоретические соображения, положенные в основу разрабатываемой новой конструкции коксовой печи, а также давших указания для некоторых необходимых изменений.

Тем не менее следует указать, что, несмотря на применение опытной установки в натуральную величину, могут все-таки возникнуть весьма значительные затруднения, особенно в тех случаях, когда она представляет лишь некоторую часть задуманной системы.

Большое затруднение у нас получилось, главным образом, благодаря чрезвычайно большой площади стен, отделяющих

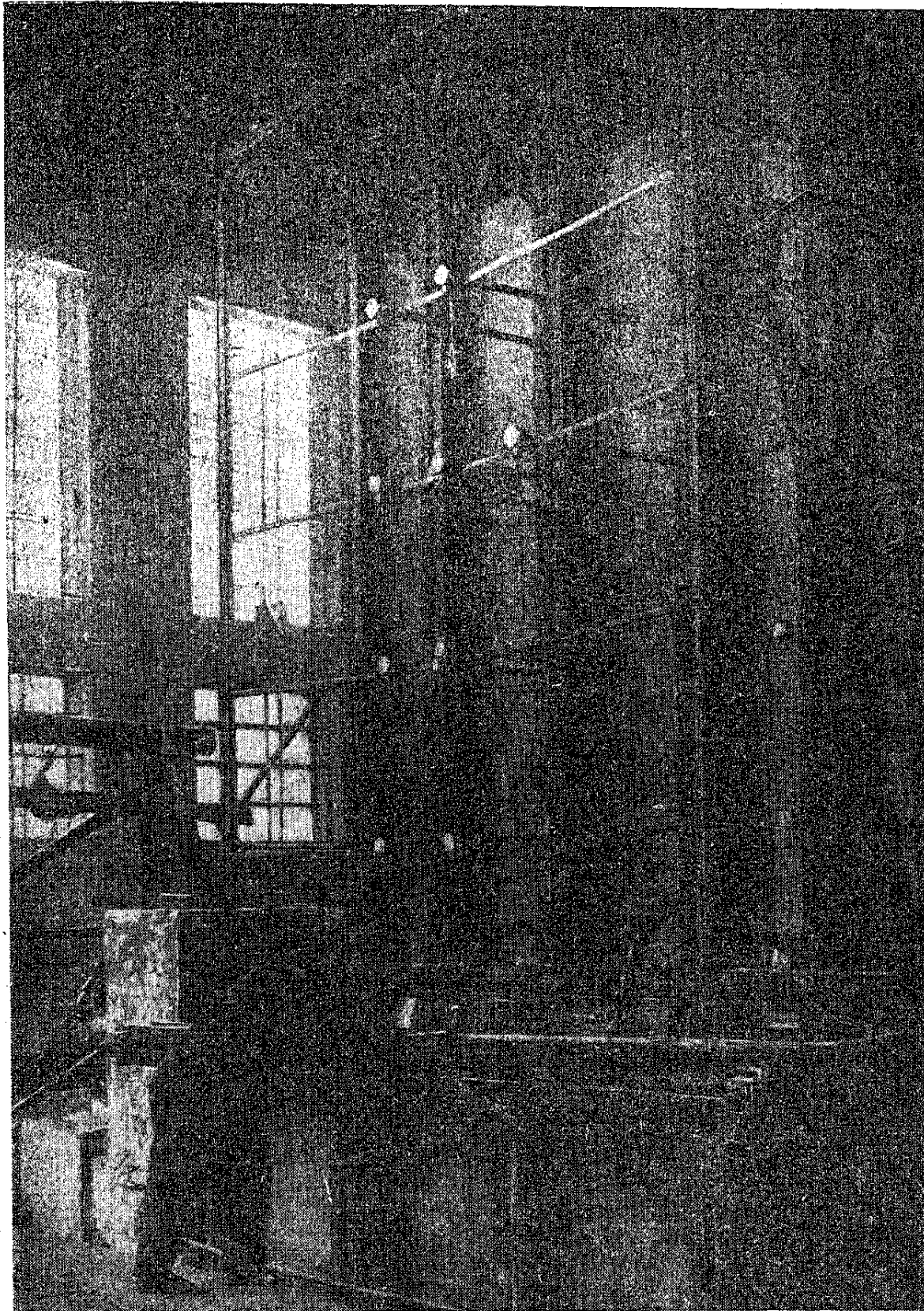


Рис. 146. Внешний вид законченной опытной огневой установки в шесть вертикалов во время производства опытов.

Очень много воздуха для горения шло непосредственно через неплотности в наружных стенках вертикалов. Газовый анализ обнаружил это с несомненностью, избыток воздуха получался огромный. Пришлось прибегать к особым мерам для уплотнения стенок: наружной штукатурке и глазуровке внутренних поверхностей стен смесью жидкого стекла с поваренной солью.

В разделительных стенках между вертикалами, согласно предложенной нами системе, вверху и внизу имеются окна размером 300×500 мм.

При проектировании установки встал серьезный вопрос, как получить теплоотдачу через стенки вертикалов того же порядка, какая имеет место в коксовой печи от вертикалов к коксовому пирогу через стенки коксовой камеры. Для нас было ясно, что огневые опытные установки, хотя бы и в натуральную величину, но без соблюдения такой же теплоотдачи, как в действующей печи, совершенно неубедительны.

В нашей опытной установке величина теплоотдачи, приближающаяся к величине теплоотдачи в действующих печах, была достигнута подбором соответствующей толщины стенки, отделяющей пламенное пространство от наружного воздуха.

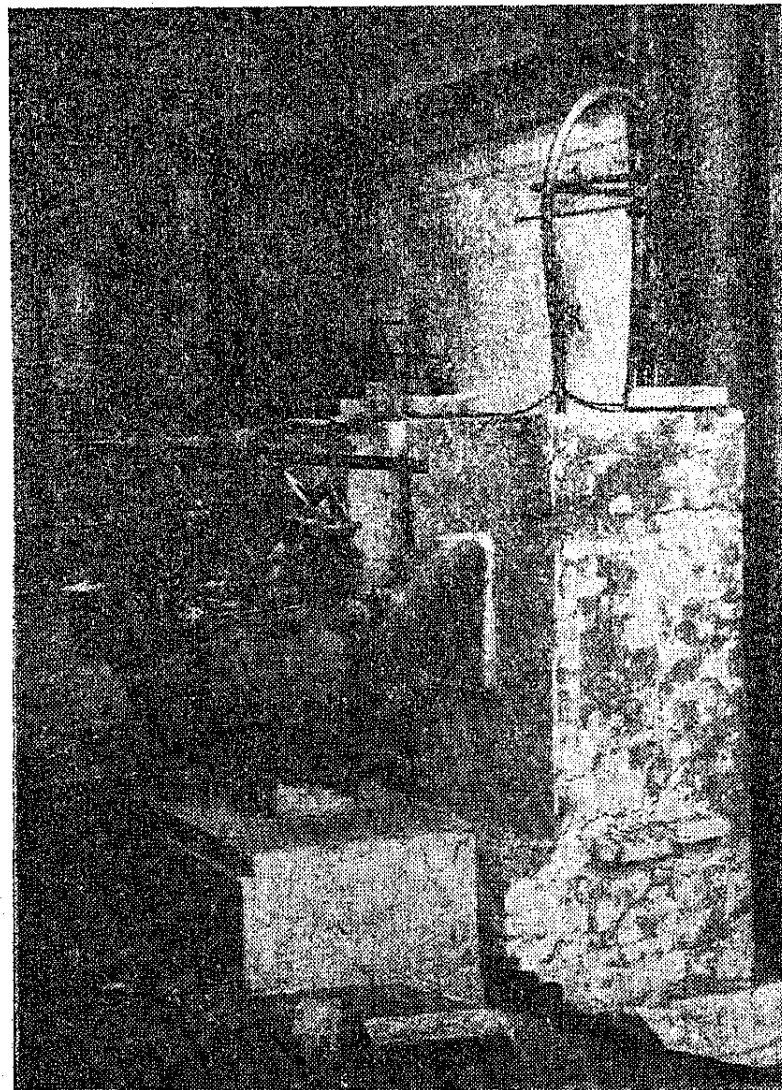


Рис. 147. Устройства для кантовки в опытной огневой установке в шесть вертикалов.

Скоростной и температурный напор. Движение среды в гидравлических моделях подчиняется лишь динамическому действию поступающих в модель струй воды. В огневых моделях передвижение газов в них находится под влиянием двух факторов: динамического действия газовых струй и статического действия тепловых напоров. Это сказало на нашей опытной установке через 2—3 часа после пуска.

По основной мысли конструкции струя воздуха, поступающая в восходящий вертикал, должна увлекать за собой и пламя горящего газа, и часть спускающихся газов из соседних нисходящих вертикалов. Первое время после пуска это и было так; но вскоре мы заметили, что пламя не слушается кантовки: при перекидке клапанов вертикалы, бывшие до этого восходящими, должны делаться нисходящими, и наоборот. Но случилось так, что один из вертикалов упорно оставался восходящим при всякой кантовке.

Это имеет весьма простое объяснение. Вертикал, по которому перед кантовкой поднимался поток пламени, имеет более высокую температуру, чем соседний нисходящий вертикал. Поэтому столб газов в восходящем, более нагретом, вертикале имеет меньший вес, чем столб газов в соседнем вертикале, более холодном.

После кантовки при переводе дымового регенератора на воздух струя воздуха направляется снизу вверх в более холодный вертикал, бывший перед этим нисходящим. Если струя имеет значительную скорость, то она несет в себе значительный скоростной напор; этот скоростной напор, израсходовавшись, главным образом, на завихрения, даст все-таки некоторый статический напор, способный преодолеть то статическое противодействие, которое получается от разницы температур между данным вертикалом и соседним, более горячим. В таком случае, при достаточной скорости и инжектирующем действии активной воздушной струи, поток циркулирующих газов пойдет за струей воздуха, и в первые моменты циркуляция будет идти, только повинувшись динамическому воздействию струи; спустя же некоторое время к этому воздействию прибавится еще и действие повышения температуры в этом вертикале и понижения в соседних.

По-другому должно обстоять дело в том случае, когда скорость поступающей струи мала: при недостаточности статического напора, образующегося при затухании скорости струи, избыток напора от разницы температур в соседних вертикалах действует в прежнем направлении, и пламя, не повинувшись действию воздушной струи, упорно направляется по вертикалу, бывшему восходящим до кантовки. Повинуется этому направлению и сама струя воздуха: поднявшись на небольшую высоту и встретив противодействие спускающейся массы продуктов горения, масса поступающего воздуха отступает в неравной борьбе: смешавшись с продуктами горения, она опускается по сторонам слабого воздушного фонтана; далее воздух и продукты горения, включаясь в рециркулирующий под влиянием разницы температур поток, направляются через нижнее окно в соседний вертикал. Таким образом, этот вертикал все время при всякой кантовке имеет восходящий поток пламени. Этот восходящий поток пламени делается устойчивым, неизменным.

То же явление, но в более обостренной форме наблюдается в существующей системе печей Копперса „с круговым потоком“.

В этих печах вертикалы соединены окнами сверху и внизу разделительных стенок попарно, причем окна много меньше наших; нижнее окно — очень маленькое. В этой системе недостаточность скорости поступающей струи и недостаточность создаваемого ею статического напора приводят к явлению „короткого замыкания“ — к направлению пламени непосредственно от подающих газ и воздух отверстий к вытяжным, что приводит к серьезным авариям.

В нашей установке основной причиной неправильного хода была слабость поступающей из регенераторов струи воздуха. Эта слабость проистекала, главным образом, из того, что через неплотности кладки проникала очень большая масса воздуха — много больше, чем через регенератор, косые хода и приточные отверстия внизу восходящего вертикала.

В нашей опытной установке указанную неправильность хода удалось ликвидировать двумя мерами: уменьшением воздухопроницаемости стенок при помощи внутренней глазуровки их (смесью поваренной соли и раствором стекла), наружной штукатуркой и усилением перепада давления между регенератором и вертикалом при помощи

тонкой струйки компрессорного воздуха по направлению движения воздуха, поступающего в регенератор (см. рис. 147, трубка К).

Трудности непосредственного определения скоростей движения пламени. Для определения скоростей движения раскаленных газов можно применять пневмометрические трубки („трубки Пито“) из материалов, выносящих данную температуру.

При температурах пламени 1000—1300° можно применять никелевые или нихромовые трубки; несколько хуже будут железные трубки: благодаря окислению железа изменяется характер отверстия на ветви, дающей статический напор, что несколько искажает результаты.

Как известно, при помощи пневмометрической трубки скорость определяется через скоростной напор. Чем меньше скоростной напор, тем труднее производить наблюдения. При очень малых напорах — порядка немногих десятых и сотых миллиметра водяного столба — трудности проистекают и от трудностей самого опыта и, при очень чувствительных манометрах, от того, что малейшие посторонние изменения давления (например, при порывах ветра, открывании и закрывании дверей в здании и т. п.) уже отражаются на отсчетах.

В табл. 122 даны скоростные напоры продуктов горения при разных скоростях и температурах:

$$p_{v_t} = \frac{v_t^2}{2g} \cdot \gamma_t \quad (248)$$

Таблица 121

Скоростные напоры p_{v_t} мм вод. ст. для дыма объемного веса $\gamma_0 = 1.32$, при разных температурах и скоростях (в мм вод. ст.)

t	γ_t	v_t м/сек						
		0.5	0.1	1.5	2.0	3.0	5.0	10.0
0°	1.320	0.0168	0.068	0.151	0.270	0.605	1.680	6.80
100	0.970	0.0124	0.049	0.111	0.197	0.444	1.237	4.94
200	0.763	0.0097	0.039	0.088	0.159	0.350	0.924	3.89
300	0.63	0.0081	0.032	0.072	0.124	0.289	0.805	3.21
400	0.537	0.0068	0.027	0.062	0.110	0.246	0.685	2.74
500	0.476	0.0060	0.024	0.055	0.097	0.218	0.595	2.42
600	0.413	0.0053	0.021	0.047	0.085	0.189	0.526	2.11
700	0.371	0.0047	0.019	0.042	0.076	0.170	0.473	1.89
800	0.336	0.0043	0.017	0.039	0.068	0.154	0.428	1.74
900	0.308	0.0040	0.016	0.035	0.063	0.141	0.383	1.57
1000	0.284	0.0036	0.015	0.032	0.058	0.130	0.363	1.45
1100	0.263	0.0034	0.013	0.030	0.054	0.120	0.336	1.34
1200	0.245	0.0031	0.012	0.028	0.050	0.112	0.313	1.25
1300	0.229	0.0029	0.012	0.026	0.047	0.105	0.292	1.17
1400	0.216	0.0028	0.011	0.025	0.044	0.099	0.275	1.10

Как видно из цифр табл. 121, только при относительно больших скоростях и невысоких температурах получают надежно измеримые скоростные напоры.

При высоких же температурах и относительно малых скоростях скоростные напоры получают или недоступные измерению — порядка тысячных долей миллиметра водяного столба — или очень трудно измеримые — порядка сотых долей миллиметра водяного столба. Такие перепады давления трудно измеримы даже в обычных лабораторных

условиях, даже не в обстановке работы в повышенной температуре около печи, когда манипулирование наблюдателя затруднено и материал трубок подвержен деформациям от высокой температуры.

Непрямые определения скоростей пламени и продуктов горения. Непрямые определения скоростей можно делать, зная состав и количество сжигаемого топлива, объем расходуемого воздуха и температуру газов в месте изменения. Этих данных достаточно, если печь или модель имеет совершенно газонепроницаемый кожух, если все окна и прочие отверстия закрываются совершенно плотно, если поток газов неизменный и ненарушенный, если газы имеют только поступательное движение, без значительных изменений, например, без крупных завихрений или без рециркуляции, или, как в нашем примере, если требуется определить только среднюю скорость.

Если печь или модель не заключена в газонепроницаемый кожух, если путь газов только поступательный, без крупных завихрений и рециркуляции, то, кроме количества и состава сжигаемого топлива, расхода воздуха и температуры, в месте определения скорости необходимо определить также состав движущихся газов и на основании анализа определить присос воздуха.

Эти методы неприемлемы в случаях нарушений простого поступательного движения газового потока, например, в нашем случае с рециркуляцией. В этих случаях можно идти лишь косвенным путем через гидравлические и аэродинамические модели, с соблюдением подобия.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Настоящую работу мы начали некоторым критическим рассмотрением господствовавшей у нас до недавнего времени „Гидравлической теории пламенных печей“ В. Е. Грум-Гржимайло. Уже во введении мы указали на излишнюю оптимистичность утверждения Грум-Гржимайло, что созданная им теория, вытекающая из основного положения — „пламенный поток есть обращенная река“, разрешает общие вопросы расчета и ведения печей. Мы указали также на основную ошибку этой теории, заключающуюся в том, что ее автор аналогию принял за подобие.

Мы выдвинули другое положение, которое кладем в основу общей методики расчета печей.

„Основой общего расчета печной системы является сбалансирование сопротивлений и располагаемых напоров“.

Несмотря на то, что со времени создания „Гидравлической теории“ многими исследователями была проделана большая работа в области расчета печей, мы тем не менее далеки от тех оптимистических заявлений, которые четверть века назад делал Грум-Гржимайло. По нашему мнению, разработка общей методики расчета печей находится еще в начальной своей стадии.

Правда, уже накоплен материал, на основании которого можно делать расчеты печной системы на основе сбалансирования сопротивлений и располагаемых напоров; тем не менее запас расчетных коэффициентов и норм еще сильно нуждается в пополнении и уточнении. В очень многих случаях еще приходится прибегать к интерполированию и, еще хуже, к экстраполированию или подбору сопротивлений по сходству и аналогии.

В огромном большинстве случаев коэффициенты получены в лабораторных условиях на небольших объектах, в относительно малых интервалах скоростей и температур. При перенесении в другие усло-

вия — размеров, температур, скоростей, характера поверхности — коэффициенты эти изменяются.

Область расчета печей требует еще очень большой разработки, кропотливой экспериментальной работы, накопления большого количества опытных данных — и лабораторного характера, и тщательно поставленных наблюдений над действующими печами. До сих пор расчетные нормы и коэффициенты получались преимущественно путем математической обработки относительно очень немногих исходных опытных данных. Но в том чрезвычайно сложном, многообразном и меняющемся комплексе скоростей, температур, объемных весов, вязкостей, степеней шероховатости, характеров изменения движения потоков, с которыми мы имеем дело в печах, чрезвычайно трудно охватить этот комплекс каким-то общим математическим решением, дающим формулу, применимую ко всему разнообразию случаев. Требуется еще очень большая работа в уточнении составляющих частей этого комплекса, в определении влияний отдельных составляющих и в установлении расчетных данных применительно к тому или другому комплексу.

Для этого потребуется упорный труд многих исследователей в течение ряда лет.

Кроме большой научно-исследовательской лабораторной работы, направленной на изучение разработки методики расчета печей, совершенно необходима также научно-исследовательская работа на самих печах, необходима проверка работы вновь построенных печей и сопоставление полученных исследованием данных с положенными в основу проектирования расчетами.

Целеустремленная увязка работы научного исследователя, проектировщика и заводского работника даст очень много ценных и надежных данных для печных расчетов.

I. РАСЧЕТЫ ГОРЕНИЯ РАЗНЫХ ТОПЛИВ

Таблица I

Горение С в сухом воздухе; $Q_H = 8137$ ккал

1 кг содержит Г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
С 1000	CO ₂ 83.4	83.4	83.4 × 3.76 = = 313	CO ₂ 83.4	21.0	14.0	10.5
				N ₂ 313	79.0	52.7	39.5
				Воздух	—	33.3	50.0
		396.4 моля = 8.88 нм ³	396.4 моля = = 8.88 нм ³		100	100	100

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха . 8137 : 8.88 = 916 ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 50% 8137 : 13.32 = 616 „

„ „ „ „ „ 100% 8137 : 17.76 = 458 „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал 8.88 : 8.137 = 1.09 нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
воздуха 8.88 : 8.137 = 1.09 нм³

Таблица II

Горение Н₂ в сухом воздухе; $Q_H = 2580$ ккал

1 нм ³ содержит	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в нм ³							
Н ₂ 1.0	Н ₂ O 1.0	0.5	0.5 × 3.76 = = 1.88	Н ₂ O 1.00	34.7	24.7	19.0
				N ₂ 1.88	65.3	46.1	35.7
				Воздух	—	29.2	45.3
		2.38	2.88		100	100	100

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха . 2580 : 2.88 = 897 ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 50% 2580 : 4.07 = 634 „

„ „ „ „ „ 100% 2580 : 5.26 = 491 „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал 2.38 : 2.58 = 0.92 нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
воздуха 2.88 : 2.58 = 1.12 нм³

Таблица III

Горение топлива, содержащего 88% С и 12% Н; $Q_H = 10\,085$ ккал
(нефть)

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
					в молях		
С 880	CO ₂ 73.4	73.4	103.4 × 3.76	CO ₂ 73.4	14.0	9.5	7.3
Н 120	H ₂ O 60	30		H ₂ O 60.0	11.5	7.8	5.9
				N ₂ 389	74.5	50.7	38.4
				Воздух	—	32.0	48.4
		103.4	389	522.4 моля = = 11.78 нм ³	100	100	100
		492.4 моля = 11 нм ³					

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха $10\,085 : 11.7 = 864$ ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 50% $10\,085 : (11.7 + 5.5) = 587$ ккал/нм³

„ „ „ „ „ 100% $10\,085 : (11.7 + 11.0) = 445$ „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $10.97 : 10.085 = 1.09$ нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе

воздуха $11.68 : 10.085 = 1.16$ нм³

Таблица IV

Горение природного газа; $Q_H = 8053$ ккал

1 нм ³ содержит	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %			
					Избыток воздуха			
					0%	20%	40%	100%
					в нм ³			
CH ₄ 0.930	CO ₂ 0.930 H ₂ O 1.860	0.930 0.930		CO ₂ 0.947	9.5	8.0	7.0	5.0
C ₂ H ₄ 0.004	CO ₂ 0.008 H ₂ O 0.008	0.008 0.004		H ₂ O 1.890	19.0	16.0	13.9	9.9
H ₂ 0.022	H ₂ O 0.022	0.011		N ₂ 7.110	71.5	60.5	52.5	37.6
CO 0.006	CO ₂ 0.006	— 0.003 1.886						
CO ₂ 0.003	CO ₂ 0.003		1.881 × 3.76					
O ₂ 0.005	(O ₂ 0.005)	—0.005		Воздух	—	15.5	26.6	47.5
N ₂ 0.030	N ₂ 0.030	1.881	7.080	9.947	100	100	100	100
		8.96						

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха $8053 : 9.947 = 810$ ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 20% $8053 : (9.947 + 1.792) = 686$ ккал/нм³

„ „ „ „ „ 40% $8053 : (9.947 + 3.584) = 596$ „

„ „ „ „ „ 100% $8053 : (9.947 \times 8.96) = 403$ „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $8.96 : 8.053 = 1.11$ нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе

воздуха $9.947 : 8.053 = 1.23$ нм³

Таблица V

Горение безводной древесины; $Q_H = 4400$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
C 499	CO ₂ 41.6	41.60		CO ₂ 41.6	17.7	12.33	9.46
H _{общ} 61	H ₂ O 30.5	15.25		H ₂ O 30.5	13.0	9.07	6.94
H _{своб} 10.1		36.85	43.25 × 3.76	N ₂ 162.7	69.3	48.30	37.00
O 435	(O ₂ 13.6)	13.6		Воздух	—	30.30	46.60
		43.25	16.25				
		234.8 моля = 5 265 нм ³			100	100	100
N 5	N ₂ 0.18	205.50 моля = 4.6 нм ³					

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха $4400 : 5.265 = 835$ ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 50% $4400 : (5.265 + 2.3) = 582$ ккал/нм³

„ „ „ „ „ 100% $4400 : (5.265 + 4.6) = 441$ „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $4.6 : 4.4 = 1.043$ нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
воздуха $5.265 : 4.4 = 1.194$ нм³

Таблица VI

Горение древесины с 20% влажности; $Q_H = 3400$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
C 399	CO ₂ 33.2	33.2		CO ₂ 33.2	16.7	11.82	9.15
H 49	H ₂ O 24.5	12.25		H ₂ O 35.61	17.8	12.58	9.75
O 348	(O ₂ 10.8)	45.45	34.65 × 3.76	N ₂ 130.46	65.5	46.30	35.84
N 4	N ₂ 0.14	—10.80		Воздух	—	29.30	45.30
		34.65	130.85				
		199.27 моля = 4.47 нм ³			100	100	100
H ₂ 200	H ₂ O 11.11	165.5 моля = 3.7 нм ³					

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха $3400 : 4.47 = 760$ ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 50% $3400 : (4.47 + 1.85) = 538$ ккал/нм³

„ „ „ „ „ 100% $3400 : (4.47 + 3.7) = 406$ „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $3.7 : 3.4 = 1.09$ нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
воздуха $4.47 : 3.4 = 1.32$ нм³

Таблица VII

Горение древесины с 40% влажности; $Q_H = 2400$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
C 299.4	CO ₂ 24.9	24.90		CO ₂ 24.9	15.3	11.10	8.72
H 36.6	H ₂ O 18.3	9.15		H ₂ O 40.5	24.9	18.07	14.18
O 261.0	(O ₂ 8.2)	<u>34.05</u>		N ₂ 97.5	59.8	43.43	34.10
N 3.0	N ₂ 0.1	-8.2	25.85 × 3.76	Воздух	—	27.40	43.0
		25.85	97.40				
		123.25 моля = 2.76 нм ³		162.9 моля = = 3.65 нм ³	100	100	100
H ₂ O 400.0	H ₂ O 22.2						

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:при горении с теоретическим расходом воздуха $2400 : 3.65 = 658$ ккал/нм³" " " избытком воздуха 50% $2400 : (3.65 + 1.38) = 477$ ккал/нм³" " " " " " 100% $2400 : (3.65 + 2.76) = 374$ "Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $2.76 : 2.4 = 1.15$ нм³Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
воздуха $3.65 : 2.4 = 1.52$ нм³

Таблица VIII

Горение древесины с 50% влажности; $Q_H = 1900$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
C 249.5	CO ₂ 20.8	20.8		CO ₂ 20.80	14.32	10.56	8.37
H 30.5	H ₂ O 15.25	7.63		H ₂ O 43.05	29.61	21.93	17.37
O 217.5	(O ₂ 6.8)	<u>28.43</u>		N ₂ 81.39	56.07	41.36	32.74
N 2.5	N ₂ 0.09	-6.80	21.63 × 3.76	Воздух	—	26.15	41.52
		21.63	81.3				
		102.93 моля = 2.304 нм ³		145.24 мо- ля = 3.253 нм ³	100	100	100
H ₂ O 500	H ₂ O 27.8						

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:при горении с теоретическим расходом воздуха $1900 : 3.253 = 585$ ккал/нм³" " " избытком воздуха 50% $1900 : (3.253 + 1.152) = 431$ ккал/нм³" " " " " " 100% $1900 : (3.253 + 2.304) = 342$ "Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $2.304 : 1.9 = 1.22$ нм³Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
воздуха $3.253 : 1.9 = 1.71$ нм³

Таблица IX

Горение торфяной массы (горючей) сухой; $Q_H = 5335$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
C 583	CO ₂ 48.5	48.5		CO ₂ 48.5	17.4	11.97	9.10
H 61	H ₂ O 30.5	$\frac{15.25}{63.75}$		H ₂ O 30.5	11.0	7.52	5.75
O 340	(O ₂ 10.6)	-10.6	53.15 × 3.76	N ₂ 200.6	71.6	49.26	37.56
N 16	N ₂ 0.6			Воздух	—	31.25	47.56
		53.15	200	279.6 моля = = 6.27 нм ³	100	100	100
		253.15 моля = 5.72 нм ³					

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха $5335 : 6.27 = 850$ ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 50% $5335 : (6.27 + 2.86) = 583$ ккал/нм³

„ „ „ „ „ 100% $5335 : (6.27 + 5.72) = 444$ „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $5.72 : 5.335 = 1.06$ нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
воздуха $6.27 : 5.335 = 1.17$ нм³

Таблица X

Горение торфяной массы (горючей) с 20% влажности; $Q_H = 4140$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
C 4670	CO ₂ 38.9	38.9		CO ₂ 38.9	16.6	11.60	8.9
H 48.8	H ₂ O 24.4	$\frac{12.2}{51.1}$		H ₂ O 35.5	15.1	10.55	8.1
O 271.4	(O ₂ 8.5)	-8.5	42.6 × 3.76	N ₂ 160.5	68.3	47.75	36.6
N 12.8	N ₂ 0.5			Воздух	—	30.10	46.4
		42.6	160	234.9 моля = = 5.26 нм ³	100	100	100
H ₂ O 200		202.6 моля = 454 нм ³					

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха $4140 : 5.26 = 783$ ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 50% $4140 : (5.26 + 2.27) = 550$ ккал/нм³

„ „ „ „ „ 100% $4140 : (5.26 + 4.54) = 423$ „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $4.54 : 4.14 = 1.1$ нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
воздуха $5.26 : 4.14 = 1.27$ нм³

Таблица XI

Горение торфяной массы (горючей) с 40% влажности; $Q_H = 2960$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
С 349.8	CO ₂ 29.1	29.1		CO ₂ 29.1	15.3	10.93	8.5
Н 36.6	H ₂ O 18.5	$\frac{9.3}{38.4}$		H ₂ O 40.7	21.4	15.27	11.9
О 204.0	(O ₂ 6.4)	-6.4	32.0×3.76	N ₂ 120.3	63.3	45.30	35.2
Н 9.6	N ₂ 0.3			Воздух	—	28.50	44.4
		32.0	120				
		190.1 моля = 4.26 нм ³			100	100	100
H ₂ O 400	H ₂ O 22.2	152 моля = 3.4 нм ³					

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:при горении с теоретическим расходом воздуха . 2960 : 4.26 = 691 ккал/нм³" " " избытком воздуха 50% 2960 : (4.26 + 1.7) = 497 ккал/нм³

" " " " " 100% 2960 : (4.26 + 3.4) = 384 "

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал 3.4 : 2.96 = 1.14 нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе

воздуха 4.26 : 2.96 = 1.44 нм³

Таблица XII

Горение торфяной массы (горючей) с 50% влажности; $Q_H = 2367$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
С 291.5	CO ₂ 24.30	24.3		CO ₂ 24.30	14.4	10.44	8.2
Н 30.5	H ₂ O 15.25	$\frac{7.62}{31.92}$		H ₂ O 43.05	25.6	18.58	14.6
О 170.0	(O ₂ 5.32)	-5.32	26.60×3.76	N ₂ 100.28	60.0	43.58	34.2
Н 8.0	N ₂ 0.28			Воздух	—	27.4	43.0
		26.6	100.0				
		167.63 моля = 4.09 нм ³			100	100	100
H ₂ O 500	H ₂ O 27.8	126.6 моля = 3.09 нм ³					

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:при горении с теоретическим расходом воздуха . 2367 : 4.09 = 578 ккал/нм³" " " избытком воздуха 50% 2367 : (4.09 + 1.55) = 419 ккал/нм³

" " " " " 100% 2367 : (4.09 + 3.09) = 329 "

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал 3.09 : 2.367 = 1.3 нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе

воздуха 4.09 : 2.367 = 1.73 нм³

Таблица XIII

Горение бурогоугольной массы (горючей); $Q_H = 6593$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
C 690	CO ₂ 57.5	57.5		CO ₂ 57.5	16.90	11.54	8.73
H 58	H ₂ O 29.00	14.5		H ₂ O 29.0	8.50	5.78	4.39
O 200	(O ₂ 6.25)	$\frac{1.15}{73.15}$		SO ₂ 1.15	0.34	0.23	0.18
N 15	N ₂ 0.54	-6.25	66.9 × 3.76	N ₂ 252.65	74.26	50.60	38.35
S 37	SO ₂ 1.15			Воздух	—	31.85	48.35
		66.9	251.5	339.69 моля = = 7.63 нм ³	100	100	100
		318.4 моля = 7.14 нм ³					

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха . 6593 : 7.63 = 865 ккал/нм³
 „ „ „ избытком воздуха 50% 6593 : (7.63 + 3.57) = 588 ккал/нм³
 „ „ „ „ „ „ 100% 6593 : (7.63 + 7.14) = 446 „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал 7.14 : 6.593 = 1.08 нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
 воздуха 7.63 : 6.593 = 1.16 нм³

Таблица XIV

Горение бурогоугольной массы (горючей) с 20% влажности; $Q_H = 5160$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
C 552	CO ₂ 46.00	46.00		CO ₂ 46.00	16.25	11.20	8.56
H 46.4	H ₂ O 23.2	11.60		SO ₂ 0.92	0.33	0.23	0.17
O 160	(O ₂ 5)	$\frac{0.92}{58.52}$		H ₂ O 34.31	12.10	8.36	6.37
N 12	N ₂ 0.43	-5.00	53.52 × 3.76	N ₂ 201.83	71.32	49.15	37.54
S 29.6	SO ₂ 0.92			Воздух	—	31.06	47.36
		53.52	201.4	283.06 мо- ля = 6.35 нм ³	100	100	100
H ₂ O 200	H ₂ O 11.11	254.92 моля = 5.7 нм ³					

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха . 5160 : 6.35 = 814 ккал/нм³
 „ „ „ избытком воздуха 50% 5160 : (6.35 + 2.85) = 561 ккал/нм³
 „ „ „ „ „ „ 100% 5160 : (6.35 + 5.7) = 428 „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал 5.7 : 5.16 = 1.1 нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
 воздуха 6.35 : 5.16 = 1.23 нм³

Таблица XV

Горение бурого угольной массы (горючей) с 40% влажности; $Q_H = 3720$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
C 414.0	CO ₂ 34.5	34.50		CO ₂ 34.50	15.2	10.68	8.33
H 34.8	H ₂ O 17.4	8.70		SO ₂ 0.69	0.3	0.21	0.16
O 120.0	(O ₂ 3.75)	0.69 43.89		H ₂ O 39.60	17.5	12.30	9.50
N 9.0	N ₂ 0.32	-3.75	40.14 × 3.76	N ₂ 151.12	67.0	47.08	36.21
S 22.2	SO ₂ 0.69			Воздух	—	29.73	45.21
		40.14	150.8	225.91 мо- ля = 5.06 нм ³	100	100	100
H ₂ O 400	H ₂ O 22.2	190.94 моля = 4.28 нм ³					

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:при горении с теоретическим расходом воздуха . 3720 : 5.06 = 735 ккал/нм³" " " " избытком воздуха 50% 3720 : (5.06 + 2.14) = 516 ккал/нм³

" " " " " " 100% 3720 : (5.06 + 4.28) = 398 "

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал 4.28 : 3.72 = 1.14 нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе

воздуха 5.06 : 3.72 = 1.15 нм³

Таблица XVI

Горение каменного угля, жирного, длиннопламенного (горючей массы); $Q_H = 7611$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
C 810	CO ₂ 67.50	67.50		CO ₂ 67.50	17.48	11.82	8.93
S 18	SO ₂ 0.56	0.56		SO ₂ 0.56	0.15	0.10	0.08
H 52	H ₂ O 26.00	13.00 81.06		H ₂ O 26.00	6.72	4.54	3.43
O 110	(O ₂ 3.44)	-3.44	77.62 × 3.76	N ₂ 292.36	75.65	51.14	38.66
N 10	N ₂ 0.36			Воздух	—	32.40	48.90
		77.62	292	386.42 мо- ля = 8.66 нм ³	100	100	100
		369.62 моля = 8.28 нм ³					

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:при горении с теоретическим расходом воздуха . 7611 : 8.66 = 880 ккал/нм³" " " " избытком воздуха 50% 7611 : (8.66 + 4.14) = 594 ккал/нм³

" " " " " " 100% 7611 : (8.66 + 8.28) = 449 "

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал 8.28 : 7.611 = 1.09 нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе

воздуха 8.66 : 7.611 = 1.14 нм³

Таблица XVII

Горение каменного угля, жирного длиннопламенного (горючей массы) с 5% влажности;
 $Q_H = 7270$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
C 769.6	CO ₂ 64.05	64.05 0.53		CO ₂ 64.05	17.38	11.78	8.93
S 17.1	SO ₂ 0.53			SO ₂ 0.53	0.14	0.10	0.07
H 49.4	H ₂ O 24.70	12.35 76.93		H ₂ O 27.48	7.45	5.05	3.82
O 104.4	(O ₂ 3.27)	-3.27	73.66 × 3.76	N ₂ 277.34	75.03	50.87	38.48
N 9.5	N ₂ 0.34			Воздух	—	32.20	48.70
H ₂ O 50.0	H ₂ O 2.78	73.66	277	369.40 мо- ля=8.28 нм ³	100	100	100
		350.66 моля=7.86 нм ³					

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха $7270 : 8.28 = 878.5$ ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 50% $7270 : (8.28 + 3.93) = 595$ ккал/нм³

„ „ „ „ „ 100% $7270 : (8.28 + 7.86) = 450$ „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $7.86 : 7.27 = 1.08$ нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
 воздуха $8.28 : 7.27 = 1.14$ нм³

Таблица XVIII

Горение антрацита (горючей массы); $Q_H = 8350$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
C 937	CO ₂ 78.00	78.00		CO ₂ 78.00	18.94	12.70	9.55
S 5	SO ₂ 0.16	0.16		SO ₂ 0.16	0.04	0.03	0.02
H 29	H ₂ O 14.50	7.25 85.41		H ₂ O 14.50	3.52	2.36	1.77
O 19	(O ₂ 0.59)	-0.59	84.82 × 3.76	N ₂ 318.86	77.50	52.01	39.08
N 10	N ₂ 0.36			Воздух	—	32.96	49.58
		84.82	318.5	411.52 мо- ля=9.23 нм ³	100	100	100
		403.32 моля=9.05 нм ³					

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха $8350 : 9.23 = 904$ ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 50% $8350 : (9.23 + 4.525) = 607$ ккал/нм³

„ „ „ „ „ 100% $8350 : (9.23 + 9.05) = 456$ „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $9.05 : 8.35 = 1.08$ нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
 воздуха $9.23 : 8.35 = 1.1$ нм³

Таблица XIX

Горение антрацита (горючей массы) с 5% влажности; $Q_H = 7903$ ккал

1 кг содержит г	Продукты горения	O_2 из воздуха	N_2 из воздуха	Дым	Состав дыма, в %		
					Избыток воздуха		
					0%	50%	100%
в молях							
C 890.20	CO_2 75.00	75.00		CO_2 75.00	18.90	12.95	9.58
S 4.75	O_2 0.15	0.15		SO_2 0.15	0.04	0.03	0.02
H 27.50	H_2O 13.75	$\frac{6.88}{82.03}$		H_2O 16.55	4.16	2.85	2.12
O 18.05	(O_2 0.56)	-0.56	81.47×3.76	N_2 304.37	76.90	52.47	38.95
N 9.50	N_2 0.37			Воздух	—	31.70	49.33
		81.47	304.4				
H_2O 50.0	H_2O 2.80	385.87 моля = 8.64 $нм^3$		396.07 мо- ля = 8.88 $нм^3$	100	100	100

Полное теплосодержание 1 $нм^3$ дыма:при горении с теоретическим расходом воздуха . $7903 : 8.88 = 890$ ккал/ $нм^3$ " " " избытком воздуха 50% $7903 : (8.88 + 4.32) = 590$ ккал/ $нм^3$ " " " " " " 100% $7903 : (8.88 + 8.64) = 453$ "Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $8.64 : 7.903 = 1.09$ $нм^3$ Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
воздуха $8.88 : 7.903 = 1.12$ $нм^3$

Таблица XX

Горение бедного доменного газа; $Q_H = 784$ ккал

1 $нм^3$ газа содержит	Продукты горения	O_2 из воздуха	N_2 из воздуха	Дым	Состав дыма, в %			
					Избыток воздуха			
					0%	20%	40%	100%
в $нм^3$								
CO_2 0.160	CO_2 0.160	—	—	CO_2 0.400	26.9	24.8	23.05	19.03
CO 0.240	CO_2 0.240	0.120	—	H_2O 0.020	1.3	1.2	1.12	0.92
H_2 0.020	H_2O 0.020	0.010	0.130×3.76	N_2 1.069	71.8	66.3	61.63	50.65
N_2 0.580	N_2 0.580			Воздух	—	7.7	14.20	29.40
		0.130	0.489					
		0.619		1.489	100	100	100	100

Полное теплосодержание 1 $нм^3$ дыма:при горении с теоретическим расходом воздуха . $784 : 1.489 = 527$ ккал/ $нм^3$ " " " избытком воздуха 20% $784 : (1.489 + 0.124) = 486$ ккал/ $нм^3$ " " " " " " 40% $784 : (1.489 + 0.248) = 452$ "" " " " " " 100% $784 : (1.489 + 0.619) = 372$ "Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $0.619 : 0.784 = 0.79$ $нм^3$ Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
воздуха $1.489 : 0.784 = 1.9$ $нм^3$

Таблица XXI

Горение воздушно-генераторного газа (коксового);* $Q_H = 1058$ ккал

1 м ³ газа содержит	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %			
					Избыток воздуха			
					0%	20%	40%	100%
в м ³								
CO ₂ 0.005	CO ₂ 0.005			CO ₂ 0.340	20.5	18.6	17.1	13.6
CO 0.335	CO ₂ 0.335	0.1675		H ₂ O 0.015	0.9	0.8	0.7	0.6
H ₂ 0.015	H ₂ O 0.015	0.0075	0.175 × 3.76	N ₂ 1.304	78.6	71.5	65.4	52.1
N ₂ 0.645	N ₂ 0.645			Воздух	—	9.1	16.8	33.7
		0.175	0.659					
		0.834		1.659	100	100	100	100

Полное теплосодержание 1 м³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха $1058 : 1.659 = 638$ ккал/м³
 „ „ „ избытком воздуха 20% $1058 : (1.659 + 0.165) = 580$ ккал/м³
 „ „ „ „ „ 40% $1058 : (1.659 + 0.33) = 532$ „
 „ „ „ „ „ 100% $1058 : (1.659 + 0.834) = 423$ „
 Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $0.834 : 1.058 = 0.79$ м³
 Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
 воздуха $1.659 : 1.058 = 1.57$ м³

Таблица XXII

Горение генераторного газа (из бурого угля);** $Q_H = 1472$ ккал

1 м ³ газа содержит	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %			
					Избыток воздуха			
					0%	20%	40%	100%
в м ³								
CO ₂ 0.057	CO ₂ 0.057			CO ₂ 0.3475	17.0	15.1	13.6	10.5
CO 0.270	CO ₂ 0.270	0.135		H ₂ O 0.225	11.0	9.8	8.8	6.8
CH ₄ 0.0205	CO ₂ 0.0205	0.0205		N ₂ 1.470	72.0	64.1	57.6	44.3
	H ₂ O 0.041	0.0205	0.268 × 3.76	Воздух	—	11.0	20.0	38.4
H ₂ 0.184	H ₂ O 0.184	0.092						
		0.268	1.007					
		1.275		2.0425	100	100	100	100

Полное теплосодержание 1 м³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха $1472 : 2.0425 = 720$ ккал/м³
 „ „ „ избытком воздуха 20% $1472 : (2.0425 + 0.255) = 641$ ккал/м³
 „ „ „ „ „ 40% $1472 : (2.0425 + 0.510) = 574$ „
 „ „ „ „ „ 100% $1472 : (2.0425 + 1.275) = 445$ „
 Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $1.275 : 1.472 = 0.866$ м³
 Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
 воздуха $2.0425 : 1.472 = 1.39$ м³

* Gwosdz I. Generatargas, 19, стр. 81.
 ** Ibid.

Таблица XXIII

Горение колошниковога газа торфяной домны на воздушном дутье;*
 $Q_H = 1537$ ккал/нм³

1 нм ³ газа содержит	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %			
					Избыток воздуха			
					0%	20%	40%	100%
в нм ³								
CO ₂ 0.092	CO ₂ 0.092			CO ₂ 0.4104	19.35	17.13	15.40	11.80
CO 0.303	CO ₂ 0.303	0.1515		H ₂ O 0.1726	8.15	7.21	6.48	4.97
CH ₄ 0.0341	CO ₂ 0.0034	0.0341		N ₂ 1.5395	72.50	64.34	57.84	44.34
	H ₂ O 0.0682	0.0341		Воздух	—	11.32	20.28	38.89
C ₂ H ₄ 0.006	CO ₂ 0.012	0.012	0.2839 × 3.76					
	H ₂ O 0.012	0.006						
H ₂ 0.0924	H ₂ O 0.0924	0.0462						
N ₂ 0.4725	N ₂ 0.4725	0.2839	1.067	2.1225				
		1.3509			100	100	100	100

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха . $1537 : 2.1225 = 725$ ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 20% $1537 : (2.1225 + 0.2702) = 644$ ккал/нм³

„ „ „ „ „ 40% $1537 : (2.1225 + 0.5404) = 577$ „

„ „ „ „ „ 100% $1537 : (2.1225 + 1.3509) = 443$ „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал . . . $1.3509 : 1.537 = 0.88$ нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе

воздуха $2.1225 : 1.537 = 1.38$ нм³

Таблица XXIV

Горение колошниковога газа торфяной домны на кислородном дутье (концентрация
O₂ — 61%);** $Q_H = 2642$ ккал

1 нм ³ газа содержит	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %			
					Избыток воздуха			
					0%	20%	40%	100%
в нм ³								
CO ₂ 0.102	CO ₂ 0.102			CO ₂ 0.700	23.8	20.6	18.1	13.3
CO 0.532	CO ₂ 0.532	0.266		H ₂ O 0.302	10.2	8.8	7.8	5.7
CH ₄ 0.050	CO ₂ 0.050	0.050						
	H ₂ O 0.100	0.050		N ₂ 1.939	66.0	57.1	50.4	37.1
C ₂ H ₄ 0.008	CO ₂ 0.016	0.016	0.483 × 3.76					
	H ₂ O 0.016	0.008		Воздух	—	13.5	23.7	43.9
H ₂ 0.186	H ₂ O 0.186	0.093						
N ₂ 0.122	N ₂ 0.122	0.483	1.817					
		2.3		2.941	100	100	100	100

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха $2642 : 2.941 = 899$ ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 20% $2642 : (2.941 + 0.46) = 778$ ккал/нм³

„ „ „ „ „ 40% $2642 : (2.941 + 0.92) = 685$ „

„ „ „ „ „ 100% $2642 : (2.941 + 2.3) = 505$ „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал $2.3 : 2.642 = 0.87$ нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе

воздуха $2.941 : 2.642 = 1.11$ нм³

* Комиссия по выплавке чугуна на торфе. Доменная плавка на торфе, стр. 183.

** Комиссия по выплавке чугуна на торфе. Доменная торфокислородная плавка, стр. 107.

Таблица XXV

Горение коксовального газа; $Q_H = 3828$ ккал

1 нм ³ газа содержит	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %			
					Избыток воздуха			
					0%	20%	40%	100%
в нм ³								
CO ₂ 0.025	CO ₂ 0.025			CO ₂ 0.365	8.0	6.83	6.0	4.3
CO 0.070	CO ₂ 0.070	0.035		H ₂ O 1.030	22.5	19.20	16.8	12.2
CH ₄ 0.230	CO ₂ 0.230	0.230		N ₂ 3.180	69.5	59.50	52.0	37.7
	H ₂ O 0.460	0.230		Воздух	—	14.50	25.2	45.8
C ₂ H ₄ 0.020	CO ₂ 0.040	0.040	0.815 × 3.76					
	H ₂ O 0.040	0.020						
H ₂ 0.530	H ₂ O 0.530	0.265						
O ₂ 0.005	O ₂ 0.005	-0.820						
N ₂ 0.120	N ₂ 0.120	-0.005						
		0.815	3.060					
		3.875		4.575	100	100	100	100

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха $3828 : 4.575 = 837$ ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 20% $3828 : (4575 + 0.775) = 716$ ккал/нм³

„ „ „ „ „ 40% $3828 : (4575 + 1.55) = 626$ „

„ „ „ „ „ 100% $3828 : (4575 + 3875) = 453$ „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал . . . $3875 : 3828 = 1.01$ нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
воздуха $4575 : 3828 = 1.19$ нм³

Таблица XXVI

Горение водяного газа состава: CO₂—4.1%; CO—41.5%; H₂—49.2%; N₂—4.6%; CH₄—0.6%;
 $Q_H = 2584$ ккал

1 нм ³ газа содержит	Продукты горения	O ₂ из воздуха	N ₂ из воздуха	Дым	Состав дыма, в %			
					Избыток воздуха			
					0%	20%	40%	100%
в нм ³								
CO ₂ 0.041	CO ₂ 0.041			CO ₂ 0.462	16.7	14.4	12.6	9.3
CO 0.415	CO ₂ 0.415	0.2075		H ₂ O 0.504	18.3	15.8	13.8	10.2
CH ₄ 0.006	CO ₂ 0.006	0.006		N ₂ 1.796	65.0	56.0	49.3	36.0
	H ₂ O 0.012	0.006	0.4655 × 3.76	Воздух	—	13.8	24.3	44.5
H ₂ 0.492	H ₂ O 0.492	0.2460						
N ₂ 0.046	N ₂ 0.046	0.4655	1.75					
		2.2155		2.762	100	100	100	100

Полное теплосодержание 1 нм³ дыма:

при горении с теоретическим расходом воздуха . $2584 : 2.762 = 935$ ккал/нм³

„ „ „ избытком воздуха 20% $2584 : (2762 + 0.443) = 806$ ккал/нм³

„ „ „ „ „ 40% $2584 : (2762 + 0.8862) = 708$ „

„ „ „ „ „ 100% $2584 : (2762 + 2.2155) = 519$ „

Теоретический расход воздуха на 1000 ккал . . . $2.2155 : 2.584 = 0.86$ нм³

Объем дыма на 1000 ккал при теоретическом расходе
воздуха $2.762 : 2.584 = 1.07$ нм³

II. ТЕПЛОСОДЕРЖАНИЕ И СРЕДНИЕ ТЕПЛОЕМКОСТИ
Теплосодержание T_f и средняя теплоемкость c_f^0 1 м³ продуктов горения древесины
При температуре t от 100 до 1100°

Влаж- ность %	Избыток воздуха %	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°
0	0	33	66.6	101.1	136.1	172	208	245.6	283	322	361.4	401.5
	T_f^0	0.330	0.333	0.337	0.340	0.344	0.347	0.351	0.354	0.358	0.361	0.364
	c_f^0	32.1	64.9	98.4	132.6	167.5	202.7	238.4	274.7	311.6	349	387
	50	0.321	0.325	0.328	0.332	0.335	0.338	0.341	0.343	0.346	0.349	0.352
	T_f^0	31.6	63.8	96.7	130.2	164.5	198.9	233.9	269.4	305.4	341.5	378
	c_f^0	0.316	0.319	0.322	0.326	0.329	0.332	0.334	0.337	0.339	0.342	0.344
20	0	33.1	66.7	101.2	136.5	172.5	209.1	246.5	284.6	323.4	362.9	403
	T_f^0	0.330	0.334	0.338	0.341	0.345	0.349	0.352	0.356	0.359	0.363	0.367
	c_f^0	32.1	65	98.5	132.7	167.6	202.9	238.8	275.4	312.5	350.3	388.6
	50	0.321	0.325	0.328	0.332	0.335	0.338	0.341	0.344	0.347	0.350	0.353
	T_f^0	31.6	63.9	96.9	130.6	164.9	199.5	234.6	270.3	306.5	343.5	380.8
	c_f^0	0.316	0.320	0.323	0.326	0.330	0.333	0.335	0.338	0.341	0.345	0.346
40	0	33.2	67.2	101.9	117.6	173.8	210.7	248.3	286.6	325.4	365	406
	T_f^0	0.332	0.336	0.340	0.344	0.348	0.351	0.355	0.358	0.362	0.365	0.369
	c_f^0	32.5	65.5	99.3	133.6	168.7	204.4	240.7	277.6	315.2	353.3	392.1
	50	0.325	0.328	0.331	0.334	0.337	0.341	0.344	0.347	0.350	0.353	0.357
	T_f^0	31.9	64.4	97.6	131.4	165.7	200.5	236.0	272.1	308.7	345.9	383.7
	c_f^0	0.319	0.322	0.325	0.328	0.331	0.334	0.337	0.340	0.343	0.346	0.348
50	0	33.4	67.6	102.5	138.2	174.6	211.6	249.3	287.8	326.9	366.8	408
	T_f^0	0.334	0.338	0.342	0.346	0.349	0.353	0.356	0.360	0.363	0.367	0.370
	c_f^0	32.6	65.8	99.7	134.3	169.5	205.2	241.6	278.6	316.2	354.6	393.5
	50	0.326	0.329	0.332	0.336	0.339	0.342	0.345	0.348	0.351	0.355	0.358
	T_f^0	32.1	64.8	98.1	132.0	166.5	201.5	237.1	273.3	310.0	347.4	385.3
	c_f^0	0.321	0.324	0.327	0.330	0.333	0.336	0.339	0.342	0.345	0.348	0.350

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_t^0 1 м³ продуктов горения древесины
При температуре t от 1200 до 2200°

Влаж- ность %	Избыток воздуха %	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	1900°	2000°	2100°	2200°
		0	T_t c_t^0	441 0.367	482 0.370	522.4 0.373	566 0.377	609.8 0.380	653 0.384	696 0.387	743 0.391	790 0.395
0	50	426.5 0.355	465 0.358	504 0.360	544.3 0.363	586.2 0.366	628 0.369	670 0.372	713 0.375	756.2 0.378	800.5 0.381	845 0.384
	100	416.3 0.347	455 0.350	493.7 0.353	533.5 0.356	573.4 0.358	613.7 0.361	654 0.364	696.5 0.366	738.4 0.369	781 0.372	825 0.375
20	0	444.0 0.370	486 0.374	528.3 0.377	570.4 0.380	614 0.384	660.2 0.388	705 0.392	752.5 0.396	799.2 0.400	848 0.404	887.5 0.407
	50	428.0 0.356	467.5 0.360	508 0.363	549 0.366	590.4 0.369	634 0.372	676.3 0.376	720 0.379	764.2 0.382	810 0.385	856 0.389
	100	419.0 0.349	457 0.352	497.3 0.355	536.3 0.358	577 0.361	618.1 0.364	661 0.367	703.2 0.370	744.8 0.372	789 0.375	833 0.378
40	0	446.5 0.372	489.4 0.376	531.4 0.380	571.4 0.384	621.4 0.388	667.5 0.393	715 0.397	763.4 0.401	811.8 0.406	862 0.410	913 0.415
	50	431.6 0.360	471.6 0.363	512.5 0.366	555.2 0.370	596.6 0.373	640 0.376	683.3 0.379	727 0.383	772 0.386	817.4 0.389	864.5 0.393
	100	421.2 0.352	461 0.355	501 0.358	540.3 0.361	583.4 0.364	625 0.368	668 0.371	712 0.375	755.6 0.378	801 0.381	847.5 0.385
50	0	448.7 0.374	491 0.378	534.3 0.382	579.4 0.386	626 0.391	673.7 0.396	720 0.401	770 0.406	821.2 0.411	873 0.415	925 0.420
	50	433.4 0.361	475 0.365	515.5 0.368	558.1 0.372	601.3 0.376	646 0.380	691 0.384	737 0.388	783.4 0.392	830.5 0.396	880 0.400
	100	424.4 0.354	463.6 0.357	504 0.360	545 0.363	587 0.367	630 0.371	673.8 0.374	718 0.378	762.8 0.381	809 0.385	856 0.387

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 м³ продуктов горения торфяной массы
При температуре t от 100 до 1100°

Влаж- ность %	Избыток воздуха %	Температура t , °										
		100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°
0	0	T_t 32.7	66.2	100.3	135	170.5	206.4	243	280.7	319	358.2	397.5
		c_0^t 0.327	0.331	0.334	0.338	0.341	0.344	0.348	0.351	0.355	0.358	0.361
	50	T_t 32.0	64.5	97.7	131.4	165.8	200.5	236	271.6	309.3	346.6	385
20		c_0^t 0.320	0.323	0.326	0.329	0.332	0.335	0.338	0.341	0.344	0.347	0.350
	100	T_t 31.5	63.6	96.2	129.2	163.2	197.2	232	267.5	303.4	340.2	377.3
		c_0^t 0.315	0.318	0.321	0.324	0.326	0.329	0.332	0.335	0.338	0.340	0.343
40	0	T_t 32.9	66.5	100.8	135.8	171.5	208	244.7	282.5	320.8	360.5	400.3
		c_0^t 0.329	0.333	0.336	0.340	0.343	0.347	0.350	0.354	0.357	0.361	0.364
	50	T_t 32.1	64.8	98.2	132	166.6	201.6	237.5	273.2	310.5	348.5	387.5
50		c_0^t 0.321	0.324	0.327	0.330	0.333	0.336	0.339	0.342	0.345	0.349	0.351
	100	T_t 31.6	63.8	96.6	129.7	163.9	198.2	233.2	268.6	305	342	379.1
		c_0^t 0.316	0.319	0.322	0.325	0.328	0.331	0.334	0.336	0.339	0.342	0.345
50	0	T_t 33.1	66.9	101.3	136.7	172.6	209.3	246	284	323	362.4	402.5
		c_0^t 0.331	0.335	0.338	0.342	0.345	0.349	0.352	0.356	0.359	0.362	0.366
	50	T_t 32.3	65.1	98.7	133	167.6	203	238.7	275.8	312.6	350.4	389
50		c_0^t 0.323	0.326	0.329	0.332	0.335	0.338	0.342	0.345	0.348	0.350	0.354
	100	T_t 31.8	64.2	97.1	130.7	164.7	199.2	234	269.5	305.8	343.7	381.3
		c_0^t 0.319	0.321	0.324	0.327	0.329	0.332	0.335	0.337	0.340	0.344	0.347
50	0	T_t 33.3	67.2	101.8	137.4	173.3	210	247	285.4	324	364.2	404.7
		c_0^t 0.333	0.336	0.340	0.343	0.347	0.350	0.054	0.357	0.361	0.364	0.368
	50	T_t 32.4	65.5	99.1	133.8	168.3	204	239.5	276.5	314	352	390.7
50		c_0^t 0.324	0.327	0.330	0.334	0.337	0.340	0.343	0.346	0.349	0.052	0.355
	100	T_t 31.9	64.4	97.6	131.6	165.4	200	235.6	271.6	308	345.3	383
		c_0^t 0.319	0.322	0.325	0.328	0.331	0.334	0.337	0.340	0.342	0.345	0.348

Теплосодержание T_i и средняя теплоемкость c'_0 1 нм³ продуктов горения торфяной массы
При температуре t от 1200 до 2200°

Влаж- ность %	Избыток воздуха %	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	1900°	2000°	2100°	2200°
		0	T_i c'_0	438.5 0.365	477 0.368	519 0.371	561 0.374	604 0.377	646.5 0.380	691.0 0.383	735 0.387	780 0.390
0	50	425 0.354	463.5 0.356	501.2 0.358	541 0.360	580.6 0.363	621 0.365	661 0.067	703.4 0.370	743.6 0.372	786.4 0.374	829 0.376
	100	415 0.346	452 0.348	491 0.350	530 0.353	569.5 0.356	609.5 0.359	650 0.361	692 0.364	733.2 0.367	776 0.369	818.5 0.372
20	0	441	483	524	566.3	610	653.7	700	746	791.4	840.4	881
	50	0.367	0.371	0.374	0.377	0.381	0.385	0.388	0.392	0.396	0.399	0.403
	100	426.5	465	504.3	545	586	628	671	714	757.6	803	847
	50	0.354	0.357	0.360	0.363	0.366	0.369	0.372	0.376	0.379	0.382	0.385
	100	416.5	456	493.3	539	569	613.3	655	697	739	783	826
	50	0.347	0.350	0.352	0.355	0.358	0.361	0.364	0.367	0.370	0.373	0.376
40	0	444	486	528.5	571.5	616	661.5	708	751	803.4	853	903
	50	0.370	0.373	0.377	0.381	0.385	0.389	0.393	0.39	0.402	0.406	0.411
	100	428	469	509	550	591.5	636	678.4	72	768.6	815	862
	50	0.357	0.360	0.363	0.366	0.370	0.373	0.377	0.381	0.384	0.388	0.392
	100	419	459	497.3	538	578.3	620	661.5	706	748.8	793.6	838.5
50	0	0.350	0.352	0.355	0.358	0.361	0.364	0.368	0.371	0.374	0.378	0.381
	50	446.5	489	531.2	575	620	665	713.6	761.2	811.6	863.5	915
	100	0.372	0.376	0.380	0.383	0.387	0.392	0.396	0.401	0.406	0.411	0.415
	50	430	471	511	553.6	596	639	684.5	730.5	775.4	822.5	871.3
	100	0.359	0.362	0.365	0.369	0.372	0.376	0.380	0.384	0.388	0.392	0.400
	50	421	461	500	540.7	581	623.5	667.0	711	754.8	800.7	846.6
	100	0.351	0.354	0.357	0.360	0.363	0.367	0.370	0.374	0.377	0.381	0.385

Теллосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 нм³ продуктов горения бурогогольной массыПри температуре t от 100 до 1100°

Влаж-ность %	Избыток воздуха %	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°
0	0	T_t 32.6	65.9	99.8	134.5	169.9	206.0	242.8	280.2	318.3	357.0	396.0
		c_0^t 0.326	0.329	0.333	0.336	0.340	0.343	0.347	0.350	0.354	0.357	0.360
	50	T_t 31.9	64.3	97.4	131.0	165.3	200.1	235.6	271.6	308.2	345.3	382.8
		c_0^t 0.319	0.322	0.325	0.328	0.331	0.334	0.337	0.340	0.342	0.345	0.348
	100	T_t 31.4	63.4	95.9	129.0	162.7	196.9	231.7	267.0	302.8	339.3	376.0
		c_0^t 0.314	0.317	0.320	0.323	0.325	0.328	0.331	0.334	0.336	0.339	0.342
20	0	T_t 32.7	66.1	100.2	135.0	170.6	206.8	243.7	281.3	319.5	358.5	398.0
		c_0^t 0.327	0.331	0.334	0.338	0.341	0.345	0.348	0.352	0.355	0.359	0.362
	50	T_t 32.0	64.5	97.7	131.4	165.8	200.7	236.3	272.5	309.2	346.7	384.5
		c_0^t 0.320	0.323	0.326	0.329	0.332	0.335	0.338	0.341	0.344	0.347	0.350
	100	T_t 31.5	63.6	96.2	129.4	163.2	197.5	232.3	267.7	303.7	340.1	376.9
		c_0^t 0.315	0.318	0.321	0.324	0.326	0.329	0.332	0.335	0.337	0.340	0.343
40	0	T_t 32.9	66.5	100.8	135.8	171.5	207.9	245.0	282.7	321.2	360.4	400.0
		c_0^t 0.329	0.333	0.336	0.340	0.343	0.347	0.350	0.353	0.357	0.360	0.364
	50	T_t 32.1	64.8	98.1	132.0	166.6	201.7	237.4	273.7	310.7	348.3	386.4
		c_0^t 0.321	0.324	0.327	0.330	0.333	0.336	0.339	0.342	0.345	0.348	0.351
	100	T_t 31.7	63.9	96.7	130.1	164.0	198.5	233.5	269.1	305.2	341.9	379.2
		c_0^t 0.317	0.320	0.322	0.325	0.328	0.331	0.334	0.336	0.339	0.342	0.345

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c'_0 1 мм³ продуктов горения бурогогольной массыПри температуре t от 1200 до 2200°

Влаж- ность %	Избыток воздуха %	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	1900°	2000°	2100°	2200°
0	0	T_t 435.6	475.8	516.6	558.0	599.6	643.0	686.3	730	775.2	820.5	866.4
		c'_0 0.363	0.366	0.369	0.372	0.375	0.378	0.381	0.384	0.388	0.391	0.394
	50	T_t 420.8	459.4	498.5	538.2	578.2	619.6	660.2	702.6	744.6	787.7	831.4
		c'_0 0.351	0.353	0.356	0.359	0.361	0.364	0.367	0.370	0.372	0.375	0.378
	100	T_t 413.2	450.8	488.9	527.6	566.6	606.1	646.7	682.5	729	770.9	813.2
		c'_0 0.344	0.347	0.349	0.352	0.354	0.357	0.359	0.362	0.365	0.367	
20	0	T_t 437.9	478.5	519.9	561.6	604.0	648.2	693.3	732.5	766.2	812.7	860
		c'_0 0.365	0.368	0.371	0.374	0.378	0.381	0.385	0.389	0.392	0.395	0.391
	50	T_t 422.8	461.6	500.9	540.9	581.4	623.5	665.0	708.0	750.9	795	840
		c'_0 0.352	0.355	0.358	0.361	0.363	0.366	0.369	0.372	0.375	0.379	0.382
	100	T_t 414.1	451.9	490.1	529.1	568.7	609.5	650	691.4	733.8	776.4	819.5
		c'_0 0.345	0.348	0.350	0.353	0.356	0.358	0.361	0.364	0.367	0.370	0.372
40	0	T_t 440.3	481.6	523.2	565.8	608.9	654.3	700	746	793.4	841.7	881.1
		c'_0 0.367	0.370	0.374	0.377	0.381	0.385	0.389	0.393	0.397	0.401	0.405
	50	T_t 425.2	464.5	504.4	544.8	601.9	642.5	683.2	725	766.4	808.3	850.6
		c'_0 0.354	0.357	0.360	0.363	0.376	0.378	0.380	0.381	0.385	0.388	0.387
	100	T_t 417.0	455.4	494.1	533.6	573.6	614.5	655.7	697.7	740.6	785	830
		c'_0 0.348	0.350	0.353	0.356	0.358	0.361	0.364	0.367	0.370	0.373	0.377

Таблица XXXIII

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 нм³ продуктов горения каменно-угольной массы
При температуре t от 100 до 1100°

Влажность %	Избыток воздуха %	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°
0	0 T_t	32.6	65.8	99.8	134.3	169.7	205.7	242.3	279.7	317.7	356.7	395.6
	c_0^t	0.326	0.329	0.333	0.336	0.339	0.343	0.346	0.350	0.353	0.357	0.360
	50 T_t	31.8	64.1	97.11	130.6	164.8	199.6	235.0	271.0	307.5	344.6	381.9
	c_0^t	0.318	0.321	0.324	0.327	0.330	0.333	0.336	0.339	0.342	0.345	0.347
	100 T_t	31.4	63.4	96.0	128.9	162.5	196.6	231.3	266.5	302.2	338.6	375.2
	c_0^t	0.314	0.317	0.320	0.322	0.325	0.328	0.330	0.333	0.336	0.339	0.341
5	0 T_t	32.6	65.9	99.8	134.3	169.9	205.9	242.6	280.0	318	356.9	395.9
	c_0^t	0.326	0.329	0.333	0.336	0.340	0.343	0.347	0.350	0.353	0.357	0.360
	50 T_t	31.8	64.3	97.3	131	165.2	200.0	235.3	271.3	307.8	345.0	382.4
	c_0^t	0.318	0.322	0.325	0.328	0.330	0.333	0.336	0.339	0.342	0.345	0.348
	100 T_t	31.4	63.4	96.0	129.0	162.6	196.7	231.4	266.7	302.4	338.9	375.5
	c_0^t	0.314	0.317	0.320	0.323	0.325	0.328	0.331	0.333	0.336	0.339	0.341

Таблица XXXIV

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 нм³ продуктов горения каменно-угольной массы
При температуре t от 1200 до 2200°

Влажность %	Избыток воздуха %	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	1900°	2000°	2100°	2200°
0	0 T_t	435	475.5	516	557	598.8	641.4	684.4	728.1	772.2	817.1	863.1
	c_0^t	0.363	0.366	0.368	0.371	0.374	0.377	0.380	0.383	0.386	0.389	0.392
	50 T_t	419.5	458.2	496.8	536.6	576.5	617.1	658.3	699.9	742.2	785	829.1
	c_0^t	0.350	0.353	0.355	0.358	0.360	0.363	0.366	0.368	0.371	0.374	0.376
	100 T_t	412.2	450	488	526.4	565.4	605	645.9	685.9	726.8	768.6	811.2
	c_0^t	0.344	0.346	0.349	0.351	0.353	0.356	0.358	0.361	0.363	0.366	0.368
5	0 T_t	435.4	476	516.5	557.8	599.7	642.3	685.4	729.2	773.6	818.6	864.6
	c_0^t	0.363	0.366	0.369	0.372	0.375	0.378	0.381	0.384	0.387	0.390	0.393
	50 T_t	420	458.7	497.5	537.5	577.5	618.2	659.5	701.5	743.8	786.7	830.2
	c_0^t	0.351	0.353	0.356	0.358	0.360	0.364	0.366	0.369	0.372	0.375	0.377
	100 T_t	412.7	450.5	488.7	527.3	566.4	606.1	646.2	686.9	728	769.4	811.8
	c_0^t	0.344	0.346	0.349	0.351	0.354	0.357	0.359	0.362	0.364	0.366	0.369

Таблица XXXV

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 м^3 продуктов горения антрацита
При температуре t от 100 до 1100°

Влажность θ/θ_0	Избыток воздуха %	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°
0	0 T_t	32.5	65.8	99.8	134	169.8	205.8	242.5	280	318.1	357.0	396.1
	c_0^t	0.325	0.329	0.332	0.336	0.339	0.343	0.347	0.350	0.353	0.357	0.360
	50 T_t	31.8	64.2	97.1	130.7	164.9	199.5	235	271	307.5	344.7	382
	c_0^t	0.318	0.321	0.324	0.327	0.330	0.333	0.336	0.339	0.342	0.345	0.347
	100 T_t	31.3	63.2	95.7	128.7	162.3	196.4	231.1	266.4	302.1	338.5	375.3
	c_0^t	0.313	0.316	0.319	0.322	0.325	0.327	0.330	0.333	0.336	0.339	0.341
5	0 T_t	32.5	65.8	99.8	134.3	169.8	205.8	242.5	280	318.1	357.0	395.9
	c_0^t	0.325	0.329	0.332	0.336	0.339	0.343	0.347	0.350	0.353	0.357	0.360
	50 T_t	31.8	64.2	97.1	130.7	164.9	199.6	235.1	271.1	307.6	344.9	382.5
	c_0^t	0.317	0.320	0.323	0.327	0.330	0.333	0.336	0.339	0.342	0.345	0.348
	100 T_t	31.4	63.3	95.8	128.8	162.4	196.4	231.1	266.4	302.1	338.5	375.1
	c_0^t	0.313	0.316	0.319	0.322	0.325	0.327	0.330	0.333	0.336	0.338	0.341

Таблица XXXVI

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 м^3 продуктов горения антрацита
При температуре t от 1200 до 2200°

Влажность θ/θ_0	Избыток воздуха %	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	1900°	2000°	2100°	2200°
0	0 T_t	435.2	475.2	515.6	556.7	598.4	640.4	682.7	725.8	769.2	813.3	857.8
	c_0^t	0.363	0.366	0.368	0.371	0.374	0.377	0.379	0.382	0.385	0.387	0.390
	50 T_t	420	458	497.4	536.9	576.8	616.9	657.5	698.6	740.2	782.3	824.6
	c_0^t	0.350	0.353	0.355	0.358	0.361	0.363	0.365	0.368	0.370	0.373	0.375
	100 T_t	411.6	450.1	487.5	525.9	564.8	604	643.7	683.8	724.4	765.5	807
	c_0^t	0.343	0.346	0.348	0.351	0.353	0.355	0.358	0.360	0.362	0.365	0.367
5	0 T_t	434.9	475	515.2	557.2	597.8	639.7	682.4	725.4	769	813.3	858
	c_0^t	0.362	0.365	0.368	0.371	0.374	0.376	0.379	0.382	0.384	0.387	0.390
	50 T_t	420	458	497.1	536.5	576.3	616.6	657.2	698.4	740	782	824.8
	c_0^t	0.350	0.353	0.355	0.358	0.360	0.363	0.365	0.368	0.370	0.372	0.375
	100 T_t	411.5	450	487.2	525.6	564.5	603.8	643.5	683.8	724.4	765.5	807.2
	c_0^t	0.343	0.346	0.348	0.350	0.353	0.355	0.557	0.360	0.362	0.365	0.367

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 нм³ продуктов горения нефти
При температуре t от 100 до 1100°

Избыток воздуха %	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°
0 T_t	32.47	65.6	99.3	133.5	168.5	204	240.7	277.6	315	353.1	391
c_0^t	0.325	0.328	0.331	0.334	0.337	0.340	0.344	0.347	0.350	0.353	0.356
20 T_t	32.2	65.0	98.4	132.4	167	202.2	238.2	274.4	312.3	349.3	388
c_0^t	0.322	0.325	0.328	0.331	0.334	0.337	0.340	0.343	0.347	0.349	0.352
40 T_t	31.9	64.4	97.5	131.2	165.5	200.4	235.7	272	308.7	346	384
c_0^t	0.319	0.322	0.325	0.328	0.331	0.334	0.337	0.340	0.343	0.346	0.349
100 T_t	31.4	63.2	95.4	128.5	162	196.2	230.7	265.6	300.6	337.3	373
c_0^t	0.314	0.316	0.318	0.321	0.324	0.327	0.330	0.332	0.334	0.337	0.339

Таблица XXXVIII

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 нм³ продуктов горения нефти
При температуре t от 1200 до 2200°

Избыток воздуха %	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	1900°	2000°	2100°	2200°
0 T_t	431	471.2	512	554	594.4	637	681	723.5	768	813	861.3
c_0^t	0.359	0.363	0.366	0.369	0.372	0.375	0.378	0.381	0.384	0.387	0.391
20 T_t	426	466	505	547	588	630	673	715	760	805	850
c_0^t	0.355	0.358	0.361	0.364	0.368	0.371	0.374	0.377	0.380	0.383	0.386
40 T_t	421	461	500	541	580	622	665	705	750	794	839
c_0^t	0.351	0.354	0.357	0.360	0.363	0.366	0.369	0.372	0.375	0.378	0.381
100 T_t	410	449	487	527	565	604	643	684	724	766	811
c_0^t	0.342	0.345	0.348	0.351	0.353	0.355	0.357	0.36	0.362	0.365	0.368

Таблица XXXIX

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 нм³ продуктов горения доменного газа состава: CO₂—16%; CO—24%; H₂ 2%; N₂—58%

При температуре t от 100 до 1000°

Избыток воздуха %	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	
0	T_t	33.4	67.6	102.6	138.4	175	212.4	250.7	289.7	329.5	370.1
	c_0^t	0.334	0.338	0.342	0.346	0.350	0.354	0.358	0.362	0.366	0.370
20	T_t	33.1	66.9	101.6	137.0	173.2	210.1	247.9	286.5	325.8	365.9
	c_0^t	0.331	0.335	0.339	0.342	0.346	0.350	0.354	0.358	0.362	0.366
40	T_t	32.9	66.5	100.9	136	172	208.6	246	284.1	323	362.6
	c_0^t	0.329	0.333	0.336	0.340	0.344	0.348	0.351	0.355	0.359	0.363
100	T_t	32.4	65.5	99.2	133.7	168.9	204.7	241.3	278.6	316.5	355.1
	c_0^t	0.324	0.327	0.331	0.334	0.338	0.341	0.345	0.348	0.352	0.355

Таблица XL

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t продуктов горения доменного газа состава: CO₂—16%; CO—24%; H₂—2%; N₂—58%

При температуре t от 1100 до 1800°

Избыток воздуха %	1100°	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	
0	T_t	410.4	451.4	493	535.1	578	621.3	665.7	709.9
	c_0^t	0.373	0.376	0.379	0.382	0.385	0.388	0.392	0.395
20	T_t	405.7	446	486.4	528.4	570.5	613.1	656.4	700
	c_0^t	0.369	0.372	0.375	0.377	0.380	0.383	0.386	0.389
40	T_t	402.1	442.1	482.6	523.7	565.5	607.8	650.8	694.1
	c_0^t	0.366	0.368	0.371	0.374	0.377	0.380	0.383	0.386
100	T_t	393.3	432.4	484.9	511.8	552.3	593.3	634.8	677
	c_0^t	0.358	0.360	0.373	0.366	0.368	0.371	0.373	0.376

Таблица XLI

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 нм³ продуктов горения бедного генераторного газа (воздушно-генераторного коксового)

При температуре t от 100 до 1000°

Избыток воздуха %	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°
0 T_t	32.6	65.9	99.8	134.6	170	206.1	243	280.6	318.9	357.8
c_0^t	0.326	0.329	0.333	0.336	0.340	0.344	0.347	0.351	0.354	0.358
20 T_t	32.4	65.4	99.1	133.5	168.6	204.4	240.9	278	315.9	354.4
c_0^t	0.324	0.327	0.330	0.334	0.337	0.341	0.344	0.348	0.351	0.354
40 T_t	32.2	64.9	98.5	132.6	167.5	203	239.1	276	313.4	351.6
c_0^t	0.322	0.325	0.328	0.332	0.335	0.338	0.342	0.345	0.348	0.352
100 T_t	31.7	64.1	97.1	130.7	164.9	199.7	235.2	271.3	308	345.2
c_0^t	0.317	0.321	0.324	0.327	0.330	0.333	0.336	0.339	0.342	0.345

Таблица XLII

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 нм³ продуктов горения бедного генераторного газа (воздушно-генераторного коксового)

При температуре t от 1100 до 1800°

Избыток воздуха %	1100°	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°
0 T_t	396.3	435.7	475.4	515.6	556.5	596.8	639.5	682
c_0^t	0.360	0.363	0.366	0.368	0.371	0.374	0.376	0.379
20 T_t	392.7	431.5	470.9	510.7	551.1	592	633.4	675.4
c_0^t	0.357	0.360	0.362	0.365	0.367	0.370	0.373	0.375
40 T_t	389.2	428.2	467.4	506.9	547.1	587.7	628.8	670.5
c_0^t	0.354	0.357	0.360	0.362	0.365	0.367	0.370	0.373
100 T_t	382.5	420.1	445.4	497.3	536.5	576	616.3	656.8
c_0^t	0.348	0.350	0.343	0.355	0.358	0.360	0.363	0.365

Теплосодержание T_t и теплоемкость c_t^t 1 нм³ продуктов горения генераторного газа ($Q_H = 1472$ ккал)
При температуре t от 100 до 1000°

Избыток воздуха, %	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°
0 T_t	32.7	66.2	100.3	135.1	170.6	206.8	243.7	281.3	319.7	358.5
c_t^t	0.327	0.331	0.334	0.338	0.341	0.345	0.348	0.352	0.355	0.359
20 T_t	32.4	65.4	100.2	133.5	168.6	204.2	240.7	277.6	315.4	353.7
c_t^t	0.324	0.327	0.331	0.334	0.337	0.340	0.344	0.347	0.351	0.354
40 T_t	32.2	65	98.5	132.6	167.4	202.8	238.8	275.4	312.8	350.7
c_t^t	0.322	0.325	0.328	0.332	0.335	0.338	0.341	0.344	0.348	0.351
100 T_t	31.8	64.1	97	130.5	164.6	199.3	234.5	270.3	306.8	343.7
c_t^t	0.318	0.321	0.323	0.326	0.329	0.332	0.335	0.338	0.341	0.344

Таблица XLIV

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_t^t продуктов горения генераторного газа ($Q_H = 1472$ ккал)
При температуре t от 1100 до 2000°

Избыток воздуха, %	1100°	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	1900°	2000°
0 T_t	397.8	437.8	478.3	519.4	561.1	603.7	646.7	690.3	734.5	779.4
c_t^t	0.362	0.365	0.368	0.371	0.374	0.377	0.380	0.384	0.387	0.390
20 T_t	392.4	431.6	471.4	511.8	552.9	594.6	636.7	679.3	722.6	766.4
c_t^t	0.357	0.360	0.363	0.366	0.369	0.372	0.375	0.377	0.380	0.383
40 T_t	389	427.8	467.2	507.2	547.8	590	630.7	673	715.9	759.4
c_t^t	0.354	0.357	0.359	0.362	0.365	0.368	0.371	0.374	0.377	0.380
100 T_t	381	418.9	457.2	496.1	535.7	575.7	616.3	657.4	698.8	741
c_t^t	0.346	0.349	0.352	0.354	0.357	0.360	0.363	0.365	0.368	0.371

Таблица XLV

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 м³ продуктов горения колошниковых газов торфяной домны ($Q_H = 1537$ ккал)При температуре t от 100 до 1000°

Избыток воздуха %	Температура t , °C									
	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°
0	T_t 32.3	65.2	98.8	133	168	203.5	239.7	276.5	314	352.1
	c_0^t 0.323	0.326	0.329	0.333	0.336	0.339	0.342	0.346	0.349	0.352
20	T_t 32.1	64.7	98	131.9	166.4	201.5	237.2	273.6	310.6	348.2
	c_0^t 0.321	0.324	0.327	0.330	0.333	0.336	0.339	0.342	0.345	0.348
40	T_t 31.8	64.3	97.3	130.9	165.1	199.8	235.3	271.2	307.9	345
	c_0^t 0.318	0.321	0.324	0.327	0.330	0.333	0.336	0.339	0.342	0.345
100	T_t 31.5	63.5	96.1	129.2	162.8	197	231.8	267	302.9	339.2
	c_0^t 0.315	0.317	0.320	0.323	0.326	0.328	0.331	0.331	0.337	0.339

Таблица XLVI

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 м³ продуктов горения колошниковых газов торфяной домны ($Q_H = 1537$)При температуре t от 1100 до 2000°

Избыток воздуха %	Температура t , °C									
	1100°	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	1900°	2000°
0	T_t 390.6	429.6	469.2	509.3	550.2	591.5	633.4	675.9	719.2	762.8
	c_0^t 0.355	0.358	0.361	0.364	0.367	0.370	0.373	0.376	0.379	0.381
20	T_t 386.1	424.6	463.7	503.3	543.6	584.3	625.6	667.6	710	753
	c_0^t 0.351	0.354	0.357	0.360	0.362	0.365	0.368	0.371	0.374	0.377
40	T_t 382.6	420.6	459.3	498.4	538.2	578.4	619.3	660.6	702.6	745
	c_0^t 0.348	0.351	0.353	0.356	0.359	0.362	0.364	0.367	0.370	0.373
100	T_t 376	313.3	451	489.3	528.2	567.5	607.5	648	688.7	730.2
	c_0^t 0.342	0.344	0.347	0.350	0.352	0.355	0.357	0.360	0.362	0.365

Таблица XLVII

Теплосодержание T_t и средняя теплосъемность c_0^t 1 нм³ продуктов горения колонициковых газов торфо-кислородной дожны ($Q_H = 2642$ ккал) При температуре t от 100 до 1100°

Избыток воздуха %	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°
0 T_t	33.5	67.7	102.8	138.6	175.3	212.8	251	290.1	329.9	370.6	411.3
c_0^t	0.335	0.339	0.343	0.347	0.351	0.355	0.359	0.363	0.367	0.371	0.374
20 T_t	33.1	66.9	101.4	136.7	172.7	209.4	246.9	285	324	363.6	403.4
c_0^t	0.331	0.335	0.338	0.342	0.345	0.349	0.353	0.356	0.360	0.364	0.367
40 T_t	32.7	66.1	100.2	135	170.5	206.7	243.6	281.2	319.5	358.5	397.7
c_0^t	0.327	0.331	0.334	0.338	0.341	0.345	0.348	0.352	0.355	0.359	0.362
100 T_t	32.1	64.7	98	131.8	166.4	201.5	237.2	273.5	310.5	348.1	386
c_0^t	0.321	0.323	0.327	0.330	0.333	0.336	0.339	0.342	0.345	0.348	0.351

Таблица XLVIII

Теплосодержание T_t и средняя теплосъемность c_0^t 1 нм³ продуктов горения колонициковых газов торфо-кислородной дожны ($Q_H = 2642$ ккал) При температуре t от 1200 до 2200°

Избыток воздуха %	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	1900°	2000°	2100°	2200°
0 T_t	452.6	494.7	537.3	580.7	624.6	669.3	714.6	760.6	807.4	854.7	902.7
c_0^t	0.377	0.381	0.384	0.387	0.390	0.394	0.397	0.400	0.404	0.407	0.411
20 T_t	443.8	484.9	526.5	568.8	611.8	655.4	699.7	744.4	789.8	836	882.6
c_0^t	0.370	0.373	0.376	0.379	0.382	0.386	0.389	0.392	0.395	0.398	0.401
40 T_t	437.4	477.9	518.8	560.6	602.7	645.5	689	733	777.6	823	868.8
c_0^t	0.365	0.368	0.371	0.374	0.377	0.380	0.383	0.386	0.389	0.392	0.395
100 T_t	424.4	463.3	502.9	543	583.6	624.8	666.4	708.7	751.4	794.9	838.9
c_0^t	0.354	0.356	0.359	0.362	0.365	0.368	0.370	0.373	0.376	0.379	0.381

Таблица XLIX

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 нм³ продуктов горения коксовального газа ($Q_H = 3828$ ккал)При температуре t от 100 до 1100°

Избыток воздуха %	При температуре t от 100 до 1100°										
	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°
0 T_t	32.4	65.3	98.8	132.9	167.6	202.9	238.8	275.2	312.3	349.9	388.5
c_0^t	0.324	0.326	0.329	0.332	0.335	0.338	0.341	0.344	0.347	0.350	0.353
20 T_t	32	64.6	97.8	131.5	165.8	200.6	236	272	308.6	345.7	383.8
c_0^t	0.320	0.323	0.326	0.329	0.332	0.334	0.337	0.340	0.343	0.346	0.349
40 T_t	31.8	64.1	97	130.4	164.4	198.9	234	269.6	305.7	342.4	379.9
c_0^t	0.318	0.321	0.323	0.326	0.329	0.332	0.334	0.337	0.340	0.342	0.345
100 T_t	31.3	63.2	95.6	128.4	161.8	195.6	230	264.9	302.4	336.1	372.7
c_0^t	0.313	0.316	0.319	0.321	0.324	0.326	0.329	0.331	0.336	0.336	0.339

Таблица L

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 нм³ продуктов горения коксовального газа ($Q_H = 3828$ ккал)При температуре t от 1200 до 2200°

Избыток воздуха %	При температуре t от 1200 до 2200°										
	1200°	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	1900°	2000°	2100°	2200°
0 T_t	427.9	467.9	508.8	550.2	592.2	634.8	678.2	723.1	767 ^r	812.3	858.2
c_0^t	0.357	0.360	0.363	0.367	0.370	0.373	0.377	0.380	0.384	0.387	0.390
20 T_t	422.5	461.9	501.9	542.6	583.8	625.8	668.3	711.7	755.4	799.9	845
c_0^t	0.352	0.355	0.359	0.362	0.365	0.368	0.371	0.375	0.378	0.381	0.384
40 T_t	418.2	457	496.3	537.9	577	618.1	660.1	702.4	745.4	789.2	833.4
c_0^t	0.349	0.352	0.355	0.359	0.361	0.364	0.367	0.370	0.373	0.376	0.379
100 T_t	409.9	447.6	485.8	524.7	564	603.8	644.4	685.3	726.8	769	811.6
c_0^t	0.342	0.344	0.347	0.350	0.353	0.355	0.358	0.361	0.363	0.366	0.369

Таблица LI
Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 нм³ продуктов горения водяного газа состава: CO₂ 4.1%; SO 41.5%; CH₄ 0.6%; H₂ 49.2%; N₂ 4.6% ($Q_H = 2584$ ккал)

При температуре t от 100 до 1200°

Избыток воз- духа %	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°	1200°
0	T_t 33.2	67.1	101.6	136.9	172.9	209.6	246.6	285	323.9	363.4	403.6	444.5
	c_0^t 0.332	0.335	0.339	0.342	0.346	0.349	0.353	0.356	0.360	0.363	0.367	0.370
20	T_t 32.7	66.1	100.1	134.8	170.2	206.3	243	280.4	318.4	357.1	396.6	436.6
	c_0^t 0.327	0.330	0.334	0.337	0.340	0.344	0.347	0.351	0.354	0.357	0.361	0.364
40	T_t 32.4	65.4	99.1	133.4	168.3	203.9	240.1	277	314.5	352.6	391.4	430.8
	c_0^t 0.324	0.327	0.330	0.334	0.337	0.340	0.343	0.346	0.350	0.353	0.356	0.359
100	T_t 31.9	64.3	97.2	130.8	164.9	199.6	234.9	270.6	307	343.9	381.4	419.5
	c_0^t 0.319	0.321	0.324	0.327	0.330	0.333	0.336	0.338	0.341	0.344	0.347	0.350

Таблица LII

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 нм³ продуктов горения водяного газа состава: CO₂ 4.1%; SO 41.5%; CH₄ 0.6%; H₂ 49.2%; N₂ 4.6% ($Q_H = 2584$ ккал)

При температуре t от 1300 до 2400°

Избыток воз- духа %	1300°	1400°	1500°	1600°	1700°	1800°	1900°	2000°	2100°	2200°	2300°	2400°
0	T_t 486.1	528.9	572.7	617	662.2	708.1	754.7	802.4	850.5	899.5	949.2	1000.1
	c_0^t 0.374	0.378	0.382	0.386	0.390	0.393	0.397	0.401	0.405	0.409	0.413	0.417
20	T_t 477.4	519.1	561.8	605	649.1	693.7	739.1	785.4	832.2	880	928.3	977.5
	c_0^t 0.367	0.371	0.375	0.378	0.382	0.385	0.389	0.393	0.396	0.400	0.404	0.407
40	T_t 470.9	511.8	553.7	596	639.2	682.9	727.3	772.6	818.4	865	912.2	960.2
	c_0^t 0.362	0.366	0.369	0.373	0.376	0.379	0.383	0.386	0.390	0.393	0.397	0.400
100	T_t 458.3	497.8	538.1	578.9	620.3	662.4	705.1	748.4	792.3	836.9	882.1	927.8
	c_0^t 0.353	0.356	0.359	0.362	0.365	0.368	0.371	0.374	0.377	0.380	0.384	0.387

Таблица LIII

Теплосодержание T_t и средняя теплоемкость c_0^t 1 м³ воздуха
При температуре t от 100 до 1500°

	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°	1200°	1300°	1400°	1500°
T_t	30.2	60.8	91.8	123.2	155	187.2	219.8	252.8	286.2	320	354.2	388.8	424	459.5	495
c_0^t	0.302	0.304	0.306	0.308	0.310	0.312	0.314	0.316	0.318	0.320	0.322	0.324	0.326	0.328	0.330

Таблица LIV

Теплосодержание T_t газообразного топлива

При температуре t от 100 до 1300°

Род топлива	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°	1200°	1300°
Доменный газ	31.5	64.9	98	131	165	200	236	272	309	347	384	422	461
Воздушно-генераторный газ (CO ₂ около 1%; Q _H ок. 1000—1100 ккал)	30	60	91	123	155	187	220	253	286	320	355	390	426
Генераторный газ	31	63	95	128	161	195	230	265	301	337	374	412	450
Водяной газ	30.7	62	94	125.7	158	191	225	259	294	329	364	400	437
Коксовальный газ* (Q _H = 3828 ккал)	34	72	110	149	192	235	279	324	373	425	479	531	584
Смешанный газ (62% доменного, 38% коксовального; Q _H = 2000 ккал)	32	68	103	138	175	213	252	292	334	376	420	464	510

* Коксовальный газ в чистом виде перед сжиганием не нагревается: содержащиеся в нем углеводороды при нагревании разлагаются: метан заметно разлагается уже при 800°, более тяжелые углеводороды—при более низких температурах. Но смесь коксовального газа с бедным—доменным или генераторным—нагревается в регенераторах, и теплосодержание коксовального газа и бедного газа дают теплосодержание их смесей, широко применяющихся в регенеративных печах.

Теплосодержание T_i составных частей 1 нм³ печных газов

При температуре t от 100 до 1500°

Газы	100°	200°	300°	400°	500°	600°	700°	800°	900°	1000°	1100°	1200°	1300°	1400°	1500°
Водород	30.1	60.6	91.5	122.8	154.5	186.6	219.1	252	285.3	319	353.1	387.6	422.5	457.8	493.5
Кислород	30.9	62.2	93.9	126	158.5	191.4	224.7	258.4	292.5	327	361.9	397.2	432.9	469	507
Азот	30.1	60.6	91.5	122.8	154.5	186.6	219.1	252	285.3	319	353.1	387.6	422.5	457.8	493.5
Окись углерода	30.1	60.6	91.5	122.8	154.5	186.6	219.1	252	285.3	319	353.1	387.6	422.5	457.8	493.5
Углекислота	41.1	84.6	130.5	178.8	229.5	282	336	391.2	447.3	505	563.2	622.8	682.5	740.6	801
Водяной пар	36.2	72.8	109.8	147.6	186	225	264.6	305.6	347.4	391	435.6	482.4	530.4	581	634.5
Метан	46.3	98.0	155.1	217.6	285.5	358.2	436.8	520.8	610.2	704	—	—	—	—	—
Этилен	47.3	104.8	172.5	322.8	389	428	546.7	666.4	—	—	—	—	—	—	—

III. РАСХОД ВОЗДУХА И ОБЪЕМ ДЫМА НА 1% РАЗНЫХ СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ
ТОПЛИВА (НА 1 КГ И 1 НМ³ ТОПЛИВА); ВЕС 1 НМ³ ДЫМА ПРИ СГОРАНИИ
РАЗНЫХ СОСТАВНЫХ ЧАСТЕЙ ТОПЛИВА

Таблица LV1

Горение С в СО₂ (на 1% С в 1 кг топлива)

Избыток воздуха %	Воздух нм ³	Дым нм ³	Избыток воздуха %	Воздух нм ³	Дым нм ³
0	0.0889	0.0889	80	0.1600	0.1600
10	0.0978	0.0978	90	0.1689	0.1689
20	0.1066	0.1066	100	0.1777	0.1777
30	0.1153	0.1153	125	0.1999	0.1999
40	0.1244	0.1244	150	0.2222	0.2222
50	0.1333	0.1333	175	0.2444	0.2444
60	0.1422	0.1422	200	0.2667	0.2667
70	0.1689	0.1689			

Вес 1 нм³ дыма γ₀ (углекислота + азот + избыток воздуха)

Избыток воздуха %	γ ₀ кг	Избыток воздуха %	γ ₀ кг
0	1.39	40	1.36
10	1.38	50	1.36
20	1.38	100	1.34
30	1.37	200	1.32

Таблица LVII

Горение С в СО* (на 1% С в 1 кг топлива)

Избыток воздуха %	Воздух нм ³	Дым нм ³	Избыток воздуха %	Воздух нм ³	Дым нм ³
0	0.044	0.054	40	0.062	0.072
5	0.047	0.056	50	0.067	0.076
10	0.049	0.058	60	0.071	0.080
20	0.053	0.063	80	0.080	0.089
30	0.058	0.067	100	0.089	0.098

Вес 1 нм³ дыма γ₀ (СО + азот + избыток воздуха)

Избыток воздуха** %	γ ₀ кг
0	1.24
10—50	1.25
60	1.26
80—100	1.27

* Следует отметить, что случай горения С в СО с избытком воздуха практического значения для расчетов не имеет. Случай одновременного содержания в дыме СО и О₂ бывают, но это происходит обычно от несовершенства устройства топки, например, от плохого смешения топочных газов, от слишком тесного пламенного пространства, от соприкосновения пламени с холодными частями. Только при очень высоких температурах, выходящих за пределы практических температур, в пламенном пространстве печей мыслимо наличие СО при избытке воздуха.

** Может получиться только при засасывании воздуха при низких температурах.

Таблица LVIII

Горение Н в Н₂О (на 1% Н в 1 кг топлива)

Избыток воздуха %	Воздух нм ³	Дым нм ³	Избыток воздуха %	Воздух нм ³	Дым нм ³
0	0.2615	0.3225	80	0.4797	0.5358
10	0.2932	0.3492	90	0.5064	0.5624
20	0.3198	0.3758	100	0.5330	0.5891
30	0.3465	0.4025	125	0.5996	0.6557
40	0.3731	0.4291	150	0.6662	0.7223
50	0.3998	0.4558	175	0.7328	0.7889
60	0.4264	0.4825	200	0.7994	0.8555
70	0.4531	0.5091			

Вес 1 нм³ дыма (пары воды + азот + избыток воздуха)

Избыток воздуха %	γ ₀ кг	Избыток воздуха %	γ ₀ кг
0	1.09	60—70	1.16
10	1.11	80—90	1.17
20	1.12	100	1.18
30	1.13	150	1.20
40	1.14	200	1.22
50	1.15		

Таблица LIX

Горение S в SO₂ (на 1% S в 1 кг топлива)

Избыток воздуха %	Воздух нм ³	Дым нм ³	Избыток воздуха %	Воздух нм ³	Дым нм ³
0	0.0333	0.0333	80	0.0600	0.0600
10	0.0366	0.0366	90	0.0633	0.0633
20	0.0400	0.0400	100	0.0666	0.0666
30	0.0433	0.0433	125	0.0750	0.0750
40	0.0466	0.0466	150	0.0834	0.0834
50	0.0500	0.0500	175	0.0918	0.0918
60	0.0533	0.0533	200	0.1000	0.1000
70	0.0566	0.0566			

Вес 1 нм³ продуктов горения γ₀ (SO₂ + азот + избыток воздуха)

Избыток воздуха %	γ ₀ кг	Избыток воздуха %	γ ₀ кг
0	1.59	80	1.45
10	1.56	90	1.44
20	1.54	100	1.43
30	1.52	125	1.42
40	1.50	150	1.41
50	1.48	175	1.40
60	1.47	200	1.39
70	1.46		

Таблица LX

Переход N топлива в газообразный азот в продуктах горения (на 1% N в 1 кг топлива)

Избыток воздуха	Воздух нм ³	Дым нм ³
При всяком избытке воздуха	0	0.008

Вес 1 нм³ N₂: $\gamma_0 = 1.25$ кг.

Таблица LXI

Переход влажности топлива в продукты горения (на 1% H₂O в 1 кг топлива)

Избыток воздуха	Воздух нм ³	Дым нм ³
При всяком избытке воздуха	0	0.0124

Вес 1 нм³ H₂O: $\gamma_0 = 0.8$ кг. *

Примечание. При горении с теоретическим объемом воздуха из объема воздуха надо вычесть на каждый 1% содержания кислорода (т. е. на 10 г кислорода в 1 кг топлива):

$$\text{кислорода} \dots\dots\dots 22.4 \text{ л} \times \frac{10}{32} = 7 \text{ л}$$

$$\text{азота} \dots\dots\dots 22.4 \text{ л} \times \frac{10}{32} \times \frac{79}{21} = 26.3 \text{ л}$$

Воздуха 33.3 л или 0.0333 нм³

Таблица LXII

Содержание кислорода в топливе уменьшает расход воздуха и объем дыма; именно на 1% содержания O в 1 кг топлива вычитается из объема воздуха для горения (воздух) и из объема продуктов горения (дым), вычисленных по предыдущим таблицам

Избыток воздуха %	Воздух нм ³	Дым нм ³	Избыток воздуха %	Воздух нм ³	Дым нм ³
0	-0.0333	-0.0263	80	-0.0600	-0.0529
10	-0.0366	-0.0296	90	-0.0633	-0.0563
20	-0.0399	-0.0330	100	-0.0666	-0.0596
30	-0.0433	-0.0363	125	-0.0750	-0.0679
40	-0.0466	-0.0396	150	-0.0833	-0.0763
50	-0.0500	-0.0430	175	-0.0916	-0.0846
60	-0.0533	-0.0463	200	-0.1000	-0.0929
70	-0.0567	-0.0496			

* Разумеется, эта величина условная: водяной пар не может одновременно иметь и $t = 0^\circ$, и давление в 1 атм. Она служит расчетной величиной, реальной для небольших содержаний H₂O в смеси газов, или при пересчетах объемов для температур продуктов горения выше 100°. Получается эта величина делением молекулярного веса H₂O на молекулярный объем:

$$\gamma_0 = \frac{18}{22.4} = 0.804$$

Таблица LXIII

Горение газообразного H_2 (на 1 объемн. % H_2 в 1 $нм^3$ топлива)

Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$	Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$
0	0.0238	0.0288	50	0.0357	0.0407
5	0.0250	0.0300	60	0.0381	0.0431
10	0.0262	0.0312	70	0.0405	0.0455
20	0.0286	0.0336	80	0.0428	0.0478
30	0.0310	0.0359	90	0.0452	0.0502
40	0.0333	0.0383	100	0.0476	0.0526

Вес 1 $нм^3$ продуктов горения H_2 в воздухе

Избыток воздуха %	γ_0 кг	Избыток воздуха %	γ_0 кг	Избыток воздуха %	γ_0 кг
0	1.09	30	1.13	60—70	1.16
5	1.10	40	1.15	80—90	1.17
10	1.11	50	1.15	100	1.18
20	1.12				

Таблица LXIV

Горение CO (на 1% CO в 1 $нм^3$)

Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$	Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$
0	0.0238	0.0288	50	0.0357	0.0407
5	0.0250	0.0300	60	0.0381	0.0431
10	0.0262	0.0312	70	0.0405	0.0455
20	0.0286	0.0336	80	0.0428	0.0478
30	0.0295	0.0359	90	0.0452	0.0502
40	0.0333	0.0383	100	0.0476	0.0526

Вес 1 $нм^3$ продуктов горения CO в воздухе

Избыток воздуха %	γ_0 кг	Избыток воздуха %	γ_0 кг
0	1.495	40	1.45
5	1.49	50	1.43
10	1.48	60—70	1.42
20	1.47	80—90	1.41
30	1.46	100	1.40

Таблица LXV

Горение CH_4 (на 1% CH_4 в 1 нм^3)

Избыток воздуха %	Воздух нм^3	Дым нм^3	Избыток воздуха %	Воздух нм^3	Дым нм^3
0	0.0953	0.1053	50	0.1428	0.1529
5	0.1000	0.1100	60	0.1523	0.1625
10	0.1047	0.1148	70	0.1618	0.1720
20	0.1142	0.1243	80	0.1713	0.1816
30	0.1238	0.1338	90	0.1808	0.1911
40	0.1332	0.1434	100	0.1905	0.2006

Вес 1 нм^3 продуктов горения CH_4 в воздухе

Избыток воздуха %	γ, кг
0—20	1.23
30—40	1.24
50—80	1.25
100	1.26

Таблица LXVI

Горение C_2H_6 (на 1 нм^3 C_2H_6 в 1 нм^3)

Избыток воздуха %	Воздух нм^3	Дым нм^3	Избыток воздуха %	Воздух нм^3	Дым нм^3
0	0.1667	0.1816	50	0.2501	0.2650
5	0.1750	0.1900	60	0.2667	0.2776
10	0.1834	0.1983	70	0.2833	0.2982
20	0.2000	0.2149	80	0.3001	0.3050
30	0.2167	0.2316	90	0.3167	0.3316
40	0.2334	0.2483	100	0.2334	0.3483

Вес 1 нм^3 продуктов горения C_2H_6 в воздухе

Избыток воздуха %	γ, кг
0—50	1.26
50—100	1.27

Таблица LXVII

Горение C_2H_4 (на 1% C_2H_4 в 1 нм^3)

Избыток воздуха %	Воздух нм^3	Дым нм^3	Избыток воздуха %	Воздух нм^3	Дым нм^3
0	0.1429	0.1529	50	0.2142	0.2244
5	0.1500	0.1600	60	0.2284	0.2386
10	0.1570	0.1672	70	0.2427	0.2529
20	0.1713	0.1815	80	0.2570	0.2672
30	0.1856	0.1958	90	0.2713	0.2815
40	0.1999	0.2101	100	0.2856	0.2958

Вес 1 нм^3 продуктов горения C_2H_4

Избыток воздуха %	γ, кг
0—100	1.28

Таблица LXVIII

Горение C_2H_2 (на 1% C_2H_2 в 1 $нм^3$)

Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$	Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$
0	0.1191	0.1421	50	0.1787	0.1837
5	0.1251	0.1001	60	0.1906	0.1956
10	0.1310	0.1360	70	0.2025	0.1075
20	0.1430	0.1479	80	0.2144	0.2194
30	0.1549	0.1598	90	0.2263	0.2313
40	0.1668	0.1717	100	0.2382	0.2432

Вес 1 $нм^3$ продуктов горения C_2H_2

Избыток воздуха %	γ_0 кг
0—10	1.33
20—40	1.32
50—100	1.31

Таблица LXIX

Горение C_3H_8 (на 1% в 1 $нм^3$)

Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$	Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$
0	0.2381	0.2581	50	0.3574	0.3772
5	0.2501	0.2700	60	0.3812	0.4010
10	0.2620	0.2819	70	0.4050	0.4248
20	0.2858	0.3057	80	0.4287	0.4486
30	0.3097	0.3295	90	0.4525	0.4724
40	0.3336	0.3533	100	0.4762	—

Вес 1 $нм^3$ продуктов горения C_3H_8

Избыток воздуха %	γ_0 кг
0—10	1.26
20—30	1.27
40—100	1.28

Таблица LXX

Горение C_3H_6 (на 1% C_3H_6 в 1 $нм^3$)

Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$	Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$
0	0.2142	0.2292	50	0.3212	0.3363
5	0.2249	0.2399	60	0.3428	0.3577
10	0.2356	0.2506	70	0.3644	0.3791
20	0.2570	0.2720	80	0.3856	0.4006
30	0.2784	0.2935	90	0.4073	0.4220
40	0.2998	0.3149	100	0.4285	0.4434

Вес 1 $нм^3$ продуктов горения C_3H_6

Избыток воздуха %	γ_0 кг
0—100	1.29

Таблица LXXI

Горение C_4H_{10} (на 1% C_4H_{10} в $нм^3$)

Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$	Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$
0	0.3092	0.3342	50	0.4638	0.4888
5	0.3247	0.3497	60	0.4947	0.5197
10	0.3401	0.3651	70	0.5256	0.5506
20	0.3710	0.3960	80	0.5566	0.5816
30	0.4020	0.4270	90	0.5875	0.6125
40	0.4329	0.4579	100	0.6184	0.6434

Вес 1 $нм^3$ продуктов горения C_4H_{10}

Избыток воздуха %	γ_0 кг
0—40	1.27
50—100	1.28

Таблица LXXII

Горение H_2S (на 1% H_2 в 1 $нм^3$)

Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$	Избыток воздуха %	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$
0	0.0714	0.0764	50	0.1071	0.1121
5	0.0750	0.0804	60	0.1142	0.1192
10	0.0785	0.0835	70	0.1214	0.1264
20	0.0857	0.0907	80	0.1285	0.1335
30	0.0928	0.0978	90	0.1357	0.1407
40	0.1000	0.1050	100	0.1428	0.1478

Вес 1 $нм^3$ продуктов горения H_2S

Избыток воздуха %	γ_0 кг
0	1.40
10	1.39
20—30	1.38
40—50	1.37
60—70	1.36
80—100	1.35

Таблица LXXIII

Горение SO_2 (на 1% SO_2 1 $нм^3$)

Избыток воздуха	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$	γ_0 кг
При всяком избытке	0	0.01	2.86

Таблица LXXV

Горение CO_2 (на 1% CO_2)

Избыток воздуха	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$	γ_0 кг
При всяком избытке	0	0.01	1.97

Таблица LXXVI

Снижение объема воздуха при наличии в газообразном топливе 1% свободного кислорода (на 1% O_2 в $нм^3$)

Таблица LXXIV
Горение N_2 (на 1% в 1 $нм^3$)

Избыток воздуха	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$	γ_0 кг
При всяком избытке	0	0.01	1.25

Избыток воздуха	Воздух $нм^3$	Дым $нм^3$
При всяком избытке	-0.0476	—

IV. ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАСХОД ВОЗДУХА ПРИ ГОРЕНИИ V_{1000} И ОБЪЕМ ДЫМА D_{1000} ДЛЯ РАЗНЫХ ТОПЛИВ

Таблица LXXVII

Нефть

Нефть	Химический состав горючей части, в %					На 1 кг приходится, в нм^3		Q_H ккал	Объем на 1000 ккал, в нм^3	
	C	H	S	N	O	воздуха	дыма		V_{1000}	D_{1000}
	Бакинская (Балаханы)	87.01	12.15	0.40	0.44	0.44	10.92	11.67	10039	1.089
Сурахань	85.30	14.14	0.03	0.49	0.49	11.27	12.14	10386	1.085	1.169
Биби-Эйбат	86.72	12.72	0.20	0.36	0.36	11.04	11.82	10153	1.087	1.165
Грозненская	85.95	13.00	0.14	0.07	0.74	11.02	11.82	10105	1.091	1.173
”	86.41	13.00	0.10	0.07	0.04	11.08	11.87	10209	1.084	1.161
Ухтинская	85.47	12.19	1.09	0.20	1.03	10.78	11.53	9926	1.087	1.162
Мазут	87.10	11.70	0.50	0.70	0.70	10.81	11.53	9933	1.090	1.160
Пенсильванская	85.80	14.00	0.06	0.06	0.06	11.29	12.145	10404	1.085	1.167
Калифорнийская	84.00	12.70	0.40	0.06	0.06	10.80	11.56	9916	1.087	1.165
Канзасская	84.30	13.00	1.90	0.45	0.45	10.94	11.74	10060	1.090	1.168
Борнео (Саравак)	86.47	12.37	0.35	0.13	0.68	10.90	11.66	10033	1.087	1.163
Галицийская	84.60	14.00	0.14	1.25	1.25	11.17	12.03	10279	1.078	1.170
Румынская	83.10	12.31	0.30	4.29	4.29	10.66	11.34	9745	1.093	1.165
Персидская	85.40	12.80	1.06	0.71	0.71	10.96	11.75	10082	1.087	1.166
Японская	84.66	13.22	0.22	0.35	1.32	10.95	11.77	10081	1.087	1.167
								Среднее	1.087	1.165

Таблица LXXVIII

Смола

Смола	Химический состав горючей части, в %					На 1 кг приходится, в мм ³		Q _H ккал	Объем на 1000 ккал, в мм ³	
	C	H	S	N	O	воздуха	дыма		V ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀
	Из балахинско-сабунчинской нефти	83.48	10.42	0.75	—	5.35	10.96	11.75	9192	1.088
Из керосинового дестиллата	78.70	9.61	1.73	—	9.96	9.24	9.90	8516	1.085	1.161
Из цилиндрового дестиллата	82.92	9.76	1.08	—	6.22	9.759	10.398	8981	1.086	1.158
Из жидкого гудрона	85.28	10.26	0.40	—	4.06	10.11	10.80	9294	1.088	1.160
Генераторная	82.80	10.80	1.00	5.40	—	10.10	10.79	9208	1.096	1.170
Камеинноугольный пек	94.32	3.98	0.77	0.15	—	9.45	9.69	8637	1.096	1.124
Газовая из английского угля	77.53	6.58	0.61	1.53	14.00	8.17	8.67	7550	1.083	1.150
Сланцевое легкое масло	88.08	7.66	—	4.26	—	9.83	10.33	9025	1.087	1.146
								Среднее	1.088	1.154

Таблица LXXIX

Обугленное топливо

Обугленное топливо	Химический состав горючей части, в %					На 1 кг приходится, в мм ³		Q _H ккал	Объем на 1000 ккал, в мм ³	
	C	H	S	N	O	воздуха	дыма		V ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀
	Древесный уголь	82.48	2.92	0.23	0.17	14.20	7.625	7.908	7040	1.085
Полукокс	85.77	3.86	1.94	2.47	5.96	8.496	8.794	7930	1.073	1.120
Газовый кокс	95.71	1.13	0.78	1.43	0.95	8.790	8.880	8092	1.087	1.100
Металлургический кокс	96.96	1.21	0.68	1.21	0.52	8.940	9.030	8233	1.082	1.097
								Среднее	1.082	1.111

Каменный уголь

Каменный уголь	Химический состав горючей части, в %					На 1 кг приходится, в нм ³		Q _н ккал	Объем на 1000 ккал, в нм ³	
	C	H	S	N	O	воздуха	дыма		B ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀
Антрацит валлийский	92.85	3.84	0.81	0.70	1.89	9.23	9.48	8435	1.092	1.122
Антрацит донецкий	96.00	2.00	2.70	1.10	2.0	9.098	9.23	8299	1.095	1.113
”	93.40	2.20	1.10	1.01	2.80	8.86	9.08	8078	1.096	1.124
Кардиф	91.00	4.33	0.84	1.60	4.30	9.15	9.52	8390	1.090	1.133
Горловский	85.24	5.62	3.24	1.26	12.20	8.95	9.40	8254	1.084	1.140
Дербиширский	80.95	5.27	1.09	1.50	12.80	8.23	8.63	7580	1.083	1.137
Тквибульский	78.50	5.70	1.50	1.50	12.80	8.09	8.54	7467	1.083	1.142
								Среднее	1.088	1.130

Таблица LXXXI

Горючие сланцы и сапропелевые угли

Горючие сланцы и сапропелевые угли	Химический состав горючей части, в %					На 1 кг приходится, в нм ³		Q _н ккал	Объем на 1000 ккал, в нм ³	
	C	H	S	N	O	воздуха	дыма		B ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀
Эстонский горючий сланец	76.60	9.15	1.95	0.65	11.7	8.91	9.55	8223	1.082	1.161
Веймернский	72.50	8.29	2.18	0.37	16.38	8.14	8.74	7539	1.080	1.160
Гловский	74.05	8.58	3.17	1.96	13.83	8.48	9.10	7833	1.082	1.162
Кашперовский	61.10	7.84	11.00	1.08	18.10	7.25	7.87	6687	1.082	1.177
Ундорский	56.84	7.28	16.20	1.07	18.60	6.87	7.46	6330	1.084	1.180
Общий сырт	66.24	8.03	10.55	1.35	14.11	7.88	8.47	7246	1.087	1.170
Ачинский сапропел	68.10	7.86	—	0.37	21.82	7.38	8.02	6881	1.072	1.165
Барзасский сапромиксит	78.71	8.81	—	0.37	12.11	8.90	9.53	8219	1.083	1.160
								Среднее	1.082	1.167

ПРИЛОЖЕНИЯ

Бурый уголь

Бурый уголь	Химический состав горючей части, в %						На 1 кг приходится, в нм ³		Q _n ккал	Объем на 1000 ккал, в нм ³	
	C	H	S	N	O	воздуха	дыма	V ₁₀₀₀		D ₁₀₀₀	
	Боровичский	68.50	5.70	10.30	1.00	14.50	7.44	7.89	6843	1.085	1.154
Челябинский	73.60	5.20	1.50	1.80	17.90	7.35	7.81	6812	1.080	1.147	
„	72.10	4.23	1.06	1.59	20.95	6.89	7.28	6364	1.080	1.140	
Бобрик-Донской	69.15	5.65	6.42	0.66	18.10	7.11	7.60	6695	1.060	1.140	
Побединский	71.85	5.48	2.27	0.40	19.96	7.10	7.72	6705	1.070	1.150	
Кассельский	71.85	7.51	1.54	0.77	18.30	7.84	8.40	7220	1.084	1.160	
Подмосковный (средн.)	69.70	4.90	5.10	1.40	18.90	7.01	7.45	6493	1.080	1.150	
Печерский	72.00	5.00	0.60	1.60	20.80	7.03	7.49	6540	1.074	1.144	
Богословский	69.50	4.40	0.50	1.50	24.10	6.54	6.99	6097	1.072	1.148	
„	70.85	4.11	0.32		24.53	6.62	7.00	6135	1.080	1.140	
„	64.95	4.10	0.59	0.47	29.90	5.90	6.35	5510	1.070	1.155	
Украинский	63.09	5.20	4.53	0.89	26.29	6.24	6.75	5823	1.070	1.157	
Рейнский	68.25	4.70	0.32	0.64	26.15	6.45	6.91	5995	1.075	1.150	
„	62.42	4.92	0.72	0.64	31.30	5.81	6.34	5470	1.063	1.160	
								Среднее	1.072	1.150	

Таблица LXXXIII

Торф

Торф	Химический состав горючей части, в %					На 1 кг приходится, в нм ³		Q _н ккал	Объем на 1000 ккал, в нм ³	
	C	H	S	N	O	воздуха	дыма		B ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀
	Галицкий мох	52.09	7.00	0.62	0.95	30.34	5.18	5.89	4929	1.051
Горьковский (Чернореченский комбинат)	58.50	5.50	0.20	1.60	34.20	5.51	6.09	5209	1.058	1.170
Пятницкий (Кулсбакский завод)	57.35	5.65	0.18	2.21	34.61	5.44	6.05	5140	1.060	1.178
Смесь Кудинового, Мезиновского и Чистого мха (Косогорский завод)	57.69	6.13	0.14	1.30	34.74	5.59	6.21	5279	1.056	1.174
Швансбург	57.89	5.37	0.15	0.87	35.72	5.38	5.94	5055	1.060	1.170
Торфяные брикеты	57.65	4.82	1.07	2.14	34.52	5.27	5.84	5000	1.053	1.168
								Среднее	1.056	1.176

Таблица LXXXIV

Озерный сапрпель

Сапрпель	Химический состав горючей части, в %					На 1 кг приходится, в нм ³		Q _н ккал	Объем на 1000 ккал, в нм ³	
	C	H	S	N	O	воздуха	дыма		B ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀
	Толковского озера	52.70	6.70	2.80	3.90	32.80	5.44	6.11	5133	1.059
Карасинского "	53.70	6.50	0.90	2.30	35.80	5.39	6.07	5111	1.055	1.190
Врагского "	52.20	6.60	2.10	2.80	33.90	5.31	5.97	5125	1.034	1.163
Белого "	53.03	6.94	0.67	4.30	35.07	5.38	6.09	5116	1.053	1.190
Коломенского "	55.61	7.64	0.92	6.20	26.64	5.99	6.69	5612	1.067	1.191
								Среднее	1.054	1.185

Таблица LXXXV

Дерево

Дерево	Химический состав горючей части, в %					На 1 кг приходится, в нм ³		Q _н ккал	Объем на 1000 ккал, в нм ³	
	С	Н	N	О	Зола	воздуха	дыма		V ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀
Средний состав дров (безводных)	50.00	6.10	0.10	43.40	0.40	4.63	5.29	4420	1.050	1.193
Древесина безводная:										
дуба	50.16	6.02		43.45	0.37	4.62	5.26	4420	1.044	1.190
ели	50.36	5.92	0.05	43.39	0.28	4.62	5.25	4405	1.048	1.192
сосны	50.31	6.20	0.04	43.08	0.37	4.68	5.34	4489	1.043	1.190
								Среднее	1.046	1.191

Таблица LXXXVI

Природный газ

Местонахождение газа	Химический состав горючей части, в %								На 1 нм ³ газа приходится, в нм ³		Q _н ккал	Объем на 1000 ккал, в нм ³	
	CH ₄	C _n H _m	H ₂	H ₂ S	CO	CO ₂	N ₂	O ₂	воздуха	дыма		V ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀
Огайо	93.00	0.40	2.00	0.20	0.60	0.30	3.00	0.20	8.988	9.984	8057	1.110	1.238
Пенсильвания	80.85	14.00	0.10	—	0.40	0.05	4.60	—	9.817	10.826	9064	1.072	1.194
"	67.60	31.30	—	—	—	—	1.10	—	10.915	12.126	10450	1.047	1.162
Сев. Америка, центр. штаты	96.00	—	—	—	—	0.80	—	3.20	9.150	10.160	8170	1.117	1.245
Баку	92.50	4.11	0.34	—	—	0.093	2.13	—	9.420	10.380	8476	1.115	1.224
Эмба	94.80	—	—	—	—	0.10	4.80	0.30	9.011	10.050	8070	1.117	1.240
Керчь	92.00	5.00	—	—	—	3.00	—	—	9.510	10.540	8580	1.107	1.230
Тамань	92.24	4.26	—	—	—	3.50	—	—	9.393	10.443	8490	1.108	1.230
Сураханы	77.50	4.80	—	—	—	17.70	—	—	8.067	9.082	7343	1.097	1.237
Биби-Эйбат	87.00	7.00	—	—	—	6.00	—	—	9.280	10.310	8495	1.092	1.216
Дагестан	65.84	19.92	—	—	—	12.82	—	—	9.600	10.690	8490	1.113	1.258
"	87.60	3.90	—	—	—	7.30	—	—	8.897	9.920	8063	1.104	1.231
"	95.00	—	—	—	—	—	5.00	—	9.050	10.080	8090	1.117	1.243
											Среднее	1.101	1.227

Газы сухой перегонки

Газы сухой перегонки	Химический состав горючей части, в %								На 1 нм ³ при- ходится, в нм ³		Q _H ккал	Объем на 1000 ккал, в нм ³	
	CH ₄	C _n H _m	H ₂	H ₂ S	CO	CO ₂	N ₂	O ₂	воздуха	дыма		B ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀
	Светильный	32.00	4.00	51.00	—	8.00	2.00	3.00	—	5.030	5.720	5009	1.006
Коксовальный	40.80	5.80	37.60	—	5.60	3.70	6.10	0.40	5.710	6.530	5553	1.030	1.180
"	23.00	2.98	51.00	—	5.50	4.70	12.20	0.80	3.930	4.670	4015	0.980	1.002
"	21.20	1.90	58.10	—	4.50	2.10	11.90	0.30	3.784	4.480	3736	1.013	1.197
"	22.10	2.00	56.70	—	5.20	1.80	10.80	0.50	3.858	4.545	3811	1.012	1.193
Нефтяной (масляный)	34.64	7.01	39.78	—	9.21	2.62	6.58	0.16	5.506	6.267	5341	1.031	1.176
Торфяной, высок. температур. коксование	13.30	1.80	37.80	—	23.50	20.00	3.30	0.30	2.980	3.690	3115	0.960	1.185
То же после промывки	16.70	2.20	42.70	—	28.10	5.00	4.90	0.40	3.590	4.250	3723	0.964	1.141
Газ сухой перегонки дерева	11.06	6.91	15.07	—	40.59	25.72	0.65	—	3.414	4.135	3637	0.940	1.137
Швельгаз из каменного угля, t=450°	48.00	8.00	34.00	—	4.00	6.00	—	—	6.673	7.500	6325	1.055	1.183
То же, t=550°	48.00	13.10	27.50	—	7.30	2.50	—	—	7.369	8.193	7057	1.043	1.160
То же из подмосковных углей	24.00	2.90	21.40	15.40	8.10	16.80	10.70	0.70	4.450	5.250	4567	0.986	1.160
То же из эстонских сланцев	34.00	28.20	4.20	—	9.30	22.50	1.80	—	7.787	8.737	7665	1.015	1.138
То же из 1-го пласта Кашпе- ровских сланцев	36.60	4.10	14.60	—	3.10	14.30	24.20	3.10	4.376	5.400	4222	1.037	1.280
То же из 2-го пласта	26.60	5.00	27.00	—	3.00	23.60	12.20	2.60	3.870	4.830	3830	1.010	1.260
То же из торфа, t=506°	17.30	1.60	12.10	—	11.20	43.00	14.50	0.20	2.435	3.327	2389	1.020	1.405
То же, t=667°	24.20	1.20	22.00	—	16.90	27.80	7.70	0.20	3.405	4.220	3328	1.025	1.272
											Среднее	1.010	1.190

Таблица LXXXVIII

Генераторный газ на обогащенном кислородом дугтье

Генераторный газ на обогащенном дугтье	Химический состав горючей части, в %										На 1 нм ³ приходится, в нм ³		Q _H ккал	Объем на 1000 ккал, в нм ³	
	CH ₄	C _n H _m	H ₂	H ₂ S	CO	CO ₂	N ₂	O ₂	воздуха	дыма	V ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀			
Из подмосковного угля, на парокислородном дугтье . . .	5.00	0.50	37.50	2.00	31.00	20.00	3.80	0.20	2.318	2.970	2531	0.916	1.172		
Технологический из подмосковного угля	1.30	—	32.00	—	18.70	21.80	30.50	0.30	1.317	2.120	1509	0.874	1.227		
O ₂ в дугтье 35.3%	0.39	—	29.12	—	22.91	22.17	25.24	0.17	1.310	2.020	1482	0.884	1.200		
O ₂ " " 47.9%	0.20	—	26.40	—	25.40	22.20	25.80	—	1.250	1.990	1472	0.850	1.350		
O ₂ " " 52.0%															
Колошниковый газ торфяной домны	3.45	1.30	10.14	—	35.40	13.80	35.71	0.20	1.600	2.380	1836	0.873	1.294		
O ₂ в дугтье 29.0%	3.80	0.70	10.60	—	39.60	12.40	32.70	0.20	1.650	2.410	1912	0.865	1.260		
O ₂ " " 35.4%	5.00	0.90	12.60	—	44.80	13.50	23.00	0.20	1.970	2.650	2255	0.875	1.190		
O ₂ " " 43.0%	3.80	0.70	12.30	—	50.10	14.10	18.80	0.20	1.940	2.640	2275	0.860	1.160		
O ₂ " " 52.0%	4.90	1.10	16.30	—	52.50	12.10	13.10	—	2.270	2.930	2606	0.870	1.120		
O ₂ " " 60.9%											Среднее	0.875	1.219		

Генераторный газ на обыкновенном дутье

Генераторный газ на обыкновенном дутье	Химический состав горючей части, в %										На 1 нм ³ газа приходящая, в нм ³		Q _H ккал	Объем на 1000 ккал, в нм ³	
	CH ₄	C _n H _m	H ₂	H ₂ S	CO	CO ₂	N ₂	O ₂	воздуха	дыма	V ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀			
Теоретический генераторный газ	—	—	—	—	34.70	—	65.30	—	0.826	1.653	1057	0.783	1.565		
Воздушно-генераторный газ	3.00	0.20	6.00	—	23.00	5.00	62.80	—	1.010	1.860	1140	0.870	1.400		
Смешанный	3.00	0.20	12.00	—	28.00	3.00	53.80	—	1.270	2.070	1477	0.860	1.440		
Из антрацита	0.50	0.18	12.28	0.12	19.86	10.92	55.88	0.26	0.837	1.685	1000	0.837	1.685		
"	0.66	0.10	10.04	0.38	31.00	3.12	54.28	0.42	1.062	1.870	1295	0.820	1.443		
Каменноугольный	3.36	0.50	7.37	—	12.20	12.15	63.92	0.50	0.837	1.758	925	0.905	1.900		
"	2.34	0.39	10.54	—	27.36	5.49	53.65	0.23	1.174	1.992	1364	0.863	1.460		
"	2.80	0.40	13.00	—	29.00	3.20	51.40	—	1.330	2.100	1549	0.860	1.500		
Из бурого угля	2.25	0.10	14.30	—	24.40	7.15	51.80	—	1.260	2.060	1353	0.850	1.360		
Из Челябинского бурого угля	4.86	0.35	19.79	0.18	25.59	7.06	41.96	0.21	1.599	2.383	1768	0.905	1.347		
Из Богословского "	3.10	0.30	15.96	0.50	25.10	6.10	49.29	0.10	1.314	2.113	1491	0.882	1.417		
Из горфа (генератор со швель-шахтой)	2.77	0.38	17.44	—	28.05	7.29	43.73	0.34	1.388	2.173	1598	0.870	1.359		
Силовой из торфа (двухзонный генератор Кертинга)	6.20	0.70	8.70	—	18.30	9.30	55.90	0.90	1.296	2.196	1418	0.915	1.550		
На щепе	2.60	0.38	15.40	—	28.10	6.80	46.22	0.50	1.316	2.118	1535	0.857	1.380		
На дровах	1.90	0.20	11.40	—	27.90	7.60	50.60	0.40	1.128	1.944	1337	0.845	1.455		
"	2.52	0.82	7.79	—	27.75	7.42	53.70	—	1.200	2.020	1352	0.890	1.580		
Колошниковый газ торфяной домны	1.42	0.23	8.30	—	29.00	9.08	51.77	0.20	1.048	1.868	1254	0.836	1.488		
То же	3.41	0.98	10.60	—	30.10	11.80	43.01	0.10	1.437	2.235	1634	0.880	1.367		
									Среднее			0.863	1.482		
									Пределы колебаний			0.783—	1.35—1.90		
												0.915			

Таблица ХС

Водяной газ

Водяной газ	Химический состав горючей части, в %										На 1 нм ³ газа приходится, в нм ³		Q _H ккал	Объем на 1000 ккал, в нм ³	
	CH ₄	C _n H _m	H ₂	H ₂ S	CO	CO ₂	N ₂	O ₂	воздуха	дыма	V ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀			
	Среднее по водяному газу												0.863	1.081	
Из кокса	0.50	—	49.00	—	42.00	5.00	3.50	—	2.213	2.758	2585	0.857	1.067		
Из Лисичанского кокса	1.34	—	47.25	0.97	39.35	5.52	5.37	0.20	2.248	2.819	2587	0.870	1.088		
То же	0.99	—	48.40	1.01	38.32	4.88	5.70	0.20	2.231	2.797	2575	0.866	1.087		
Из торфа	2.00	0.30	46.00	—	40.00	4.00	7.00	0.70	2.254	2.849	2620	0.860	1.086		
Среднее по двойному водяному газу												0.917	1.169		
Среднее												0.890	1.125		
Двойной водяной газ из торфа	8.70	1.00	49.20	—	21.20	17.20	2.70	—	2.655	3.307	2812	0.945	1.177		
То же	2.90	0.20	40.80	—	35.80	9.20	10.90	0.20	2.120	2.745	2420	0.877	1.134		
Из подмосковного угля	6.50	0.50	50.70	—	16.30	20.50	5.50	—	2.291	2.956	2437	0.941	1.212		
То же	4.00	0.40	47.50	—	28.50	14.00	5.40	0.20	2.240	2.870	2495	0.899	1.150		

Доменный газ
(на обыкновенном дутье)

Доменный газ	Химический состав горючей части, в %						На 1 нм ³ газа приходится, в нм ³		Q _H ккал	Объем на 1000 ккал, в нм ³	
	CH ₄	H ₂	CO	CO ₂	N ₂	O ₂	воздуха	дыма		V ₁₀₀₀	D ₁₀₀₀
	Колошниковый газ древесно- угольной домы	—	2.8	21.70	11.4	63.9	0.2	0.574	1.459	733	0.783
То же	0.90	3.6	25.50	11.2	58.8	—	0.780	1.733	947	0.824	1.830
Колошниковый газ коксовой домы	0.95	3.3	27.35	10.0	58.4	—	0.821	1.667	999	0.822	1.609
То же	0.20	3.5	24.20	15.5	56.6	—	0.680	1.540	845	0.805	1.820
"	0.20	3.5	25.50	14.2	56.6	—	0.709	1.565	884	0.803	1.770
"	0.20	3.5	26.80	12.8	56.7	—	0.740	1.590	924	0.801	1.720
"	0.20	3.7	27.90	11.4	56.8	—	0.771	1.615	963	0.800	1.677
"	0.20	3.8	29.00	10.0	57.0	—	0.799	1.636	999	0.800	1.638
"	0.95	3.3	27.35	10.0	58.4	—	0.820	1.670	1005	0.820	1.670
"	0.54	5.3	28.14	9.2	56.1	0.7	0.815	1.675	1040	0.783	1.610
"	0.40	2.6	30.30	7.4	59.6	—	0.820	1.570	1028	0.800	1.530
"	—	2.0	24.00	16.0	58.0	—	0.619	1.490	782	0.791	1.910
									Среднее	0.801	1.733

Таблица ХСII

Смесь доменного и коксовального газа

Газ	Q_H ккал	$V_{1 \text{ нм}^3}$ смеси нм^3	V_{1000} нм^3	D_{1000} нм^3	Газ	Q_H ккал	$V_{1 \text{ нм}^3}$ смеси нм^3	V_{1000} нм^3	D_{1000} нм^3
Доменный . . .	782	0.758	0.791	1.910	Доменный . . .	782	0.624	0.791	1.910
Коксовальный	3736	0.242	1.013	1.197	Коксовальный	4015	0.376	0.980	1.002
Смесь	1500	1.000	0.844	1.785	Смесь	2000	1.000	0.863	1.573
Доменный . . .	999	0.835	0.800	1.638	Доменный . . .	999	0.635	0.800	1.638
Коксовальный	4015	0.165	0.980	1.002	Коксовальный	3736	0.365	1.013	1.197
Смесь	1500	1.000	0.832	1.535	Смесь	2000	1.000	0.878	1.475
Доменный . . .	782	0.778	0.791	1.910	Доменный . . .	782	0.419	0.791	1.910
Коксовальный	4015	0.222	0.980	1.002	Коксовальный	3736	0.581	1.013	1.197
Смесь	1500	1.000	0.834	1.710	Смесь	2500	1.000	0.927	1.528
Доменный . . .	999	0.817	0.800	1.638	Доменный . . .	999	0.503	0.800	1.638
Коксовальный	3736	0.183	1.013	1.197	Коксовальный	4015	0.497	0.980	1.002
Смесь	1500	1.000	0.838	1.555	Смесь	2500	1.000	0.890	1.321
Доменный . . .	782	0.588	0.791	1.910	Доменный . . .	782	0.469	0.791	1.910
Коксовальный	3736	0.412	1.013	1.197	Коксовальный	4015	0.531	0.980	1.002
Смесь	2000	1.000	0.887	1.616	Смесь	2500	1.000	0.892	1.427
Доменный . . .	999	0.668	0.800	1.638	Доменный . . .	999	0.635	0.800	1.638
Коксовальный	4015	0.332	0.980	1.002	Коксовальный	3736	0.365	1.013	1.197
Смесь	2000	1.000	0.860	1.427	Смесь	2500	1.000	0.878	1.475
Среднее для смеси с $Q_H = 1500$ ккал							0.837	1.642	
" " " " $Q_H = 2000$ "							0.873	1.520	
" " " " $Q_H = 2500$ "							0.897	1.437	

ЛИТЕРАТУРА

- Абрамович Г. Н. Аэродинамика местных сопротивлений. Сборн. ЦАГИ, № 211, Москва, 1935.
- Абрамович Г. Н. Турбулентное смешение потоков. Там же.
- Альсон А. Графическое изображение формулы обращенного водослива проф. Есьмана. Гипромет, № 4, 1931, стр. 99—100. (Реф. из The Iron and Coal Trades Review. 1930, 26 декабря, стр. 952—953).
- Баулин К. К. Исследование работы эжектора. Сборн. ЦАГИ, № 211, Москва, 1935.
- Вагнер, Гольшу и Барт. Реферат о сопротивл. доменной шихты. Домез, № 1, 1933.
- Глинков М. А. Прокатные и кузнечные печи. Свердловск—Москва, 1936.
- Глинков М. А. Методы расчета промышленных печей. Свердловск—Москва, 1938.
- Гребер Р. и Эрк С. Основы учения о теплообмене. М.—Л., 1936.
- Грум-Гржимайло В. Е. Пламенные печи, ч. I и II, М.—Л., 1932.
- Гухман А. А. и Кирпичев М. В. Теория моделей. Изв. Лен. Политехн. инст. 1927.
- Доброхотов Н. Н. Критика гидравлической теории печей. Уральский техник, № 11, 1927.
- Есьман И. Г. К теории движения газов в металлургических печах. В кн. В. Е. Грум-Гржимайло. Пламенные печи, часть II. Приложение, М.—Л., 1932.
- Иванцов Г. П. и Дагаев Т. П. Стандартные теплоемкость и теплосодержание газов. Справочник конструктора печей. М.—Л., 1935. См. также сводку Комиссии III Всесоюзн. теплотехн. съезда — Изв. Теплотехн. инст., № 2 (45) 1929.
- Казанцев А. П. Справочная книга по отоплению и вентиляции. Москва, 1928.
- Кирпичев М. В. и Михеев М. А. Моделирование тепловых устройств. М.—Л., 1936.
- Конопасевич В. А. Критические замечания о гидравлической теории пламенных печей. Вестник металлопром., № 3, 1930.
- Крауз А. Техника и производство, № 2, 1928.
- Куроедов В. А. Критические замечания о гидравлической теории печей. Теория и практика металлургии, № 4, 1937.
- Левин С. Р. К вопросу о коэффициентах местных сопротивлений. Отопление и вентиляция, № 5—6, 1930.
- Левин С., Смушкевич М., Мараховский Л. и Венгринович М. Исследование мартеновских печей завода им. К. Либкнехта. Теория и практика металлургии, № 2, 1937.
- Линчевский В. П. Металлургические печи. М.—Л., 1936.
- де-Лоренци О. Вихревое сжигание доменного газа «Советская Металлургия». 1933, № 10—11 (рефер. из Elast Furnac. and Steel Plants, 1932, VI, VII).
- Мондые А. Техническая физика. Перев. с франц., Москва, 1930.
- Моугиней М. Заводские печи. М.—Л., 1932.
- Нагорский Д. В. К методике расчета печей. НИИМАШ, № 2—3, 1931.
- Нагорский Д. В. Новый тип пневмометрической трубки. «Гигиена, безопасность и патология труда», № 7, 1929.
- Плудермахер А. С. и Иткин Г. И. Местные сопротивления тройников воздухопроводов при нагнетании. Отопление и вентиляция, № 7, 1935.
- Поляк Г. Л. Теория лучистого теплообмена. 1939.
- Рафалович И. М. Рационализация типовых печей металлопромышленности. Изд. Теплотехнич. инст., 1929.
- Ритшель Г. и Гребер Г. Руководство по отоплению и вентиляции. М.—Л., 1932.
- Тринкс В. Промышленные печи. Русск. пер., Ленинград, стр. 287—295, 1931.
- Фокин Л. Ф. и Павлов К. Ф. Атлас диаграмм по расчету химической аппаратуры. Л., 1933.
- Хейлигенштедт В. Регенераторы, рекуператоры и воздухонагреватели. (Русс. перев.), М.—Л., 1933.

- Хейлигенштедт В. Теплотехнические расчеты для конструкции печей и их эксплуатации. (Русск. перев.), М. 1937.
- Чаплин В. М. Курс отопления и вентиляции, Вып. I, II, Москва, 1928.
- Шак А. К вопросу о развитии конструкции промышленных и в особенности нагревательных печей. Советск. металлургия № 1, 1932. (Реф. из Arch. f. d. Eisenhüttenw., X, 1931).
- Шак А. Исследование процента теплопередачи в печах. Сов. металлургия, № 1, 1932.
- Шак А. Теплопередача в промышленных установках. (Русск. перев), М.—Л., 1933.
- Шликбютер М. Использование тепла на металлургических заводах (Русск. перев.), 1928.
- Яблонский В. С. и Шумилов П. П. Практический курс по теории теплопередачи. М.—Л., 1935.
- Bansen H. Beiträge z. Untersuch. d. Vorgänge in Siemens-Martin Oefen. Berichte d. Stahlwerk-Ausschuss. V. deutsch. Eisenhüttenleute, № 111, 1926.
- Bansen H. Berechnung d. Druckabfalls in Gasleitungen u. gemauerten Kanälen Arch. f. d. Eisenhüttenw., I, 1927/28, S. 87—92.
- Bansen H. Gasdurchlässigkeit von Silikasteinen, Mörtelfugen und Mauerwerk im Siemens-Martin Ofen. Arch. f. d. Eisenhüttenw., 1928/29, S. 5687—5692.
- Barth W. Die Berechnung d. Druckverlustes in Rohrleitungen u. Kanälen. Mitteil. № 198 d. Wärmestelle d. V. d. Eisenhüttenleute. Arch. f. d. Eisenhüttenw. H. II, 1934.
- Brabbée-Bradtkе. Vereinfachtes zeichnerisches od. rechnerisch. Verfahren zur Bestimmung der Rohrleitungen von Lüftungs- u. Heizungsanlagen. 1915.
- Euler Hans. Ueber Stossverluste und Widerstandsbeiwerte in Rohrleitungen und Kanälen. Mitteil. № 199 d. Wärmestelle d. V. d. Eisenhüttenleute. Arch. f. d. Eisenhüttenw., H. II, 1934.
- Gibson A. Hydraulics and its applications. 1933.
- Heil W. Messung u. Berechn. d. Druckverl. in Siemens-Martin Oefen. Arch. d. Eisenhüttenw. I 1927/28.
- Hofman A. Der Verlust in 90° — Rohrkrümmern mit kreisrundem Querschnitt. Mitt. hydr. Inst. Techn. Hochsch., H. 3. München, 1929.
- Jurges W. Der Wärmeübergang an einer ebenen Wand. Beiheft LX Ges. Ing., № 19, 1924.
- Kinne. Der Verlust in 60°-Rohrverzw. Mitt. d. hydr. Inst. d. Techn. Hochsch. München, H. 4., 1931.
- Kofler F., Kistner H., Schumacher K. Исследование работы опытной регенеративной камеры. Arch. f. d. Eisenhüttenwesen VII, 1929, VI, 1930, (Рефер. в журн. Гипромез, № 4 1931).
- Lorenz H. Wärmeübergang und Turbulenz. Phys. Z., 28 (1927), S. 446—448.
- Nippert H. Ueber d. Stromverluste in gekrümmt. Kanälen. Forschungsarb. auf d. Gebiete des Ingenieurwes. VDI, H. 320, 1929.
- Nusselt W. u. Jurges W. Das Temperaturfeld über einer lotrecht stehenden geheizten Platte. Z. V. d. Ing. № 72, 1928.
- Peterman F. Der Verlust in schiefwinkl. Rohrverzw. Mitt. d. hydr. Inst. Hochsch. München, H. 3, 1929.
- Rosin R. Arch. f. d. Eisenhüttenw. 1930/31, S. 525.
- Shack A. Ueber die Strahlung der Feuergase und ihre praktische Berechnung. Z. f. techn. Phys., 5 (1924), 6 (1925).
- Shack A. Arch. f. d. Eisenhüttenw., 1931, Januar, S. 333—342.
- Schmidt E. Beiträge der Techn. Mech. und Techn. Physik. Berlin, 1924.
- Vogel C. Untersuch. über d. Verlust in rechtwinkl. Rohrverzweigungen. Mitt. d. hydr. Inst. d. Techn. Hochsch. München, H. I, 1926.
- Wasielewsky R. Verluste in glatten Rohrkrümmern mit kreisrund. Querschn. bei weniger, als 90° Ablenkungen. Mitt. d. hydr. Inst. d. Techn. Hochsch. München, H. 3, 1929.
- Wesemann F. Die Ermittl. d. Druckabf. in Leitungen für Gase, Druckluft u. Wasser unter besond. Berücksicht. graphisch. Verfahren. Mitt. d. Wärmestelle, 6/XI, № 95, 1926.



закругленное 122. Закругленные колена (отводы) при отклонении меньше 90° 122. Влияние шероховатости стенок канала на сопротивления в коленах 125. Поворот канала с изменением сечения 125. Влияние формы сечения канала 126. Внезапное расширение поперечного сечения канала 127. Постепенное расширение канала (диффузор) 127. Внезапное сужение канала 128. Вход в канал 128. Диафрагма 128. Задвижки 129. Поворотный клапан (дроссель) 130. Тройники 130. Сопротивление в кирпичной кладке 135. Общее замечание о выборе коэффициентов сопротивления 136. Сопротивление рядов труб 137. Насадка регенераторов 141. Сопротивление слоя кускового материала 143. Сопротивление слоя холодного антрацита 147. Сопротивление при прохождении воздуха через слой колец Рашига 147. Сопротивление слоя топлива 148.	
3. Местные сопротивления как средство выравнивания работы печи	150
Глава V. Инжекция струи	154
1. Природа инжестирующей струи	154
2. Коэффициент полезного действия инжестирующей струи	158
Глава VI. Части печной системы	161
1. Колосниковая решетка и слой топлива	161
2. Полугазовые топки	163
3. Пламенное пространство	166
Вспомогательные устройства для завихрений в пламенном пространстве	168
4. Окно для смешения продуктов горения	169
5. Решетка для ускорения завершения горения	169
6. Борова	169
7. Располагаемый напор (естественная и искусственная тяга)	169
Механический эффект дымовой трубы 172. Искусственная тяга 173.	
8. Рекуператоры	173
А. Металлический рекуператор 175. Определение размеров 178. Б. Керамический рекуператор 180. Теплосодержание дыма после рекуператора. 182. Рекуператор из камней Чапмана 184.	
9. Регенераторы и кауперы	191
Различие в терминах „регенератор“ и „каупер“ 191. Различие и сходство между регенератором и каупером 191. Расчет регенераторов (и кауперов) 194. Характер работы насадки 194. Основания расчета регенераторов 196. Пример расчета регенератора 203.	
Глава VII. Схема расчета печной системы	211
Подача вторичного воздуха 220. Использование отходящего тепла 223.	
ЧАСТЬ ВТОРАЯ	
Глава VIII. Гидравлические модели печных установок	226
Пример 1. Гидравлическая модель пары вертикалов коксовой печи 227.	
Пример 2. Гидравлическая модель в шесть вертикалов 231. Наблюдения на модели 232.	
Глава IX. Воздушные модели печных установок	233
Установка воздушных моделей 234. Прямая аэродинамическая труба 234. Аэродинамическая труба с поворотом 234. Модель пары вертикалов коксовой печи в натуральную величину 234. Методика исследований 236. Пневмометрические трубки 238. Диафрагмы 238. Насадки регенераторов 244. Рециркуляция 245.	
Глава X. Огневые модели	250
Пример 1. Модель пары вертикалов без рециркуляции 251. Пример 2. Модель пары вертикалов с большой рециркуляцией 253. Пример 3. Опытная установка из шести вертикалов 255. Скоростной и температурный напор 258. Трудности непосредственного определения скорости движения пламени 260. Непрямые определения скорости пламени и продуктов горения 261.	
Заключение	261
Приложения	263
I. Расчеты горения разных топлив	263
II. Теплосодержание и средние теплоемкости	276
III. Расход воздуха и объем дыма на 1% разных составных частей топлива (на 1 кг или 1 м ³ топлива); вес 1 м ³ дыма при сгорании разных составных частей топлива	294
IV. Теоретический расход воздуха и объем дыма на 1000 ккал для разных топлив	301

ОПЕЧАТКИ И ИСПРАВЛЕНИЯ

Стр.	Строка	Напечатано	Следует читать
129	Табл. 68, 1-я графа, 3-й ряд		φ
187	24 св.	Формулу (107) читать:	$A_2 = 3.8 \left[\left(\frac{699.5}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right]$ ккал.
189	9 св.	$n = \frac{1.62}{0.00328 \times 1} = 494$	$n = \frac{1.62}{0.00328 \times 1} = 494$
196	25 сн.	(219)	(207)
198	2 и 4 св.	несмешанной	несмещенной
202	10 сн.	(206)	(205)
205	2 сн.	$800^\circ \alpha_n^1 = 6.5.$	$800^\circ \alpha_n^1 = 6.5.$
213	20 сн.	рис. 103	рис. 104
215	2 сн. ; над табл.	$3\,000\,000 \times 0.44 =$	$3\,000\,000 \times 1.44 =$
215	Табл. 97, гр. Напря- женность	ккал/час/м ² кг/м ²	кг/м ² ккал/час/м ²
220	10 св. под табл.	26.1 мм	22.6 мм
220	1 сн.	топках	трубках
221	1 сн. над табл.	(138)	(137)
227	13 св.	рис. 34	рис. 37
236	10 сн.	$= f \cdot 4.04 \sqrt{p_{v_1}} + f \cdot 4.04 \sqrt{p_{v_2}} + \dots$	$= f \cdot 4.04 \sqrt{p_{v_1}} + f \cdot 4.04 \sqrt{p_{v_2}} + \dots$
243	15—16 сн.	сопоставления	сопротивления
251	5 св.	входящего	восходящего
252	14—15 св.	практическому	критическому
259	2 сн.	раствором	растворимого