

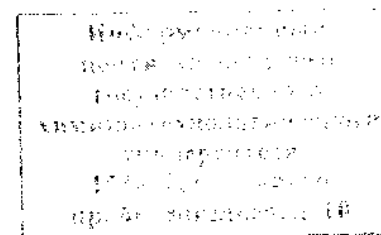
П.В. Левченко

Расчеты печей и сушил силикатной промышленности

Учебное пособие для вузов

Издание второе, стереотипное
Перепечатка с издания 1968 г.

*Первое издание допущено Министерством высшего
и среднего специального образования СССР в
качестве учебного пособия для студентов высших
учебных заведений, обучающихся по специальности
«Химическая технология вяжущих материалов»*



Альянс

Москва 2007

УДК 666.3/041 (075.8)
ББК 35.41я73
Л38

Левченко П.В.
Л38 Расчеты печей и сушил силикатной промышленности: Учебное пособие для вузов.
2-е изд., стереотипное. Перепечатка с издания 1968 г. – М.: ООО ИД «Альянс», 2007. – 366 с.

ISBN 978-5-903034-14-7

© ООО ИД «Альянс», 2007

ПРЕДИСЛОВИЕ

В силикатной промышленности, охватывающей цементное, керамическое, стекольное и другие виды производства, основными технологическими процессами являются обжиг, сушка или плавление шихтовых материалов. Промышленные печи относятся к очень важному производственному оборудованию, отличающемуся сложностью тепловых, аэродинамических и химических процессов, происходящих в них.

В современных условиях бурного развития народного хозяйства нашей страны значительно возросла мощность заводов силикатной промышленности, а вместе с этим мощность, размеры и производительность печей, оснащенных средствами автоматики. Значительно усовершенствовались конструкции печей и сушил за счет применения новых теплообменных, топливосжигающих и других устройств и печных элементов. Более сложной стала и эксплуатация таких печей, требующих точного регулирования тепловых процессов, высококвалифицированного обслуживания.

Очень важной задачей при проектировании печей силикатной промышленности является правильное решение вопросов сжигания топлива. Последнее в большой степени влияет на тепловую работу печи, распределение температур по зонам печи, а также эффективное использование тепла продуктов горения в рабочем пространстве и отходящих из печи дымовых газов. При этом должны быть решены вопросы экономичности строительства, удобства обслуживания агрегатов, механизации и автоматизации процессов.

Решение этих задач связано с выполнением многообразных теплотехнических расчетов печей и сушил. Без расчета невозможно создать новую конструкцию печи или усовершенствовать существующую.

Все расчеты, приводимые в книге, графики, справочные таблицы и формулы даны в единицах СИ.

Автор приносит искреннюю благодарность рецензентам: заведующему кафедрой промышленной теплотехники силикатных производств МИХМ, докт. техн. наук, проф. А. А. Соколову, канд. техн. наук, доц. Д. Я. Мазурову, заведующему кафедрой технологии производства строительных материалов ВЗИСИ, заслуженному деятелю науки и техники РСФСР, докт. техн. наук, проф. К. Э. Горяйнову и канд. техн. наук, доц. Н. И. Юркову — за полезные замечания, позволившие улучшить содержание книги.

Глава I

ОСНОВЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ И РАСЧЕТЫ ПЕЧЕЙ И СУШИЛ

§ 1. Совершенствование конструкции печей

В печах и сушилах силикатной промышленности осуществляются весьма сложные и ответственные технологические процессы, связанные с сушкой и обжигом материалов и изделий, а также с расплавлением шихтовых материалов, например для получения стекломассы. Поэтому вопросы технического прогресса силикатных производств неразрывно связаны с совершенствованием конструкций печей и сушил и их тепловой работы.

Промышленная печь как тепловой аппарат отличается тем, что в ней получают тепловую энергию за счет сжигания топлива (или за счет электрической энергии электропечей) и передают ее материалу или изделиям, подвергаемым тепловой обработке. Основными теплотехническими процессами в печах являются процессы сжигания топлива и теплопередачи, происходящие часто одновременно в рабочем пространстве печи. При этом большую роль играет создание необходимых условий для движения газов (аэродинамика). Сушила отличаются тем, что в них основными процессами являются процессы влагообмена, протекающие одновременно с процессами теплообмена и движения теплоносителя (влагоносителя).

История развития печной техники неразрывно связана с историей развития теории конструирования печей. С техническим прогрессом производства непрерывно совершенствуются существующие и создаются новые конструкции печей и сушил с более интенсивными процессами тепловой обработки материалов, более экономичные в эксплуатации и дающие более высокую производительность.

Силикатная промышленность весьма богата разнообразием конструкций печей. Это связано с тем, что она охватывает различные технологические процессы производства многих видов строительных материалов. Только по форме рабочего пространства существующие печи силикатной промышленности можно разделить на восемь основных типов: однокамерные печи перио-

лического действия, многокамерные (газокамерные), кольцевые, туннельные для обжига изделий, шахтные, вращающиеся (трубопечи) для обжига материалов, горшковые и ваннные печи для варки стекла. По характеру технологических процессов печи силикатной промышленности можно разделить на ряд групп, из которых основными являются: группа плавильных печей, применяемых для варки стекла или расплавления шлаковых материалов (горшковые, ваннные), группа печей для обжига кусковых или измельченных порошковых материалов (шахтные, вращающиеся) и группа печей для обжига изделий, сформованных из керамических масс (камерные, туннельные, газокамерные, кольцевые).

Принципы проектирования каждой печи, отличающейся назначением и формой рабочего пространства, различны с точки зрения конструктивного выполнения отдельных элементов. Очень часто печи, предназначенные для одной и той же цели и работающие на одинаковом топливе, в зависимости от условий работы конструктивно отличаются одна от другой. И все же для всех типов и конструкций можно установить некоторые общие принципы проектирования, связанные с развитием печной теплотехники. Известно, что первые конструкции печей отличались тем, что движение продуктов горения в них было организовано снизу вверх и удаление отходящих газов в атмосферу через свод (печи с прямой тягой). До середины XIX в. были три типа конструкций печей силикатных производств, работающих по этому принципу: камерные обжиговые печи (гончарный горн) с простым топливом на твердом топливе, расположенными под рабочим пространством, а в последних конструкциях по периферии круглых камер;

шахтные печи, работающие на твердом топливе; в 1802 г. появились первые непрерывно работающие шахтные печи для обжига извести; в 1822 г. шахтные печи стали использоваться в цементной промышленности;

стекловаренные горшковые печи, представляющие собой круглые камерные печи; варка стекла производилась в тиглях (горшках), топливные горелки располагались снизу, под рабочим пространством, и печь представляла собой двух- или трехэтажную конструкцию, причем верхняя камера трехэтажных печей служила для отжига стеклянных изделий.

Постепенное совершенствование конструкций печей с целью повышения их производительности было связано прежде всего с решением топливной проблемы и проблемы повышения температур горения топлива как главного фактора ускорения процессов тепловой обработки материалов. Большую роль в этом сыграло применение газообразного и жидкого топлива взамен твердого и изобретение теплообменных устройств с целью подогрева газа и воздуха (рекуператоры и регенераторы).

Использование генераторного газа и подогрев воздуха и газа в регенераторах позволили создать в 1861 г. высокотемпературные ваннные стекловаренные печи, которые дали возможность перейти на непрерывный процесс производства стекломассы и значительно повысить производительность печных установок.

Еще до применения туннельных печей в силикатной промышленности весьма оригинально был решен вопрос сжигания топлива в рабочем пространстве печи с подачей воздуха, подогретого за счет тепла обожженных изделий в кольцевых и многокамерных печах. В отличие от печей периодического действия в печах этого типа создается непрерывный процесс обжига изделий за счет передвижения зоны обжига (печи с передвижением огня).

Однако кольцевые печи, работающие в керамической и огнеупорной промышленности более 100 лет, и многокамерные (газокамерные) печи имеют существенный конструктивный недостаток — ручную загрузку и выгрузку изделий из обжигательного канала. В настоящее время кольцевые и газокамерные печи у нас не строят, а существующие заменяют современными автоматизированными туннельными печами для обжига огнеупорных и керамических изделий.

Значительный прогресс был достигнут в печной технике в связи с созданием нового типа вращающейся печи для обжига кусковых и сыпучих материалов. В 1885 г. была сконструирована первая вращающаяся печь для обжига цементного клинкера диаметром 1,8 м и длиной 18 м, работавшая на газообразном топливе. Благодаря своим достоинствам вращающиеся печи быстро получили широкое распространение в промышленности. Эти высокопроизводительные и высокопроизводительные печи применялись для обжига различных сыпучих и кусковых материалов. Новые конструкции вращающихся печей, работающих в цементной промышленности, диаметром 5 м и длиной 185 м имеют производительность до 1800 т/сут.

Основным принципом проектирования современных печей служит непрерывность производственных процессов тепловой обработки материалов или изделий и высокая производительность.

Наиболее совершенными типами печей силикатной промышленности считаются туннельные для обжига изделий, вращающиеся для обжига цементного клинкера, огнеупорных и других материалов, и ваннные стекловаренные для варки стекломассы. Эти типы печей позволяют широко использовать новые технические средства автоматики для осуществления тепловых процессов.

Совершенствование конструкций печей тесно связано с общим техническим прогрессом производства и развитием науки. При этом большую роль сыграла возникшая в начале текущего столетия новая отрасль технической науки — теория печей, разрабо-

тывающая теоретические основы тепловых процессов, происходящих в печах, и обобщающая производственный опыт работы печей различного назначения.

Проектирование, строительство и эксплуатация высокопроизводительных печей, оснащенных современными техническими средствами автоматического управления, стало возможным только благодаря высокоразвитой технике печестроения, новым теоретическим исследованиям в области печной теплотехники и совершенствованию производственных процессов.

§ 2. Общие требования, предъявляемые к печам

При проектировании печей необходимо учитывать, что к ним предъявляются определенные теплотехнические и технологические требования:

- достаточно высокая тепловая мощность, обеспечивающая данную производительность;

- в рабочем пространстве печи должны быть достигнуты необходимые температуры, соответствующие технологическому режиму производства;

- наиболее эффективное сжигание подаваемого в печь топлива, высокий коэффициент использования топлива, минимальный удельный расход тепла на обжиг или другой тепловой процесс;

- высокая удельная производительность, высокое качество выпускаемой продукции при заданной производительности;

- наибольшая экономичность в эксплуатации, легкость и простота в обслуживании;

- наибольшая продолжительность работы без ремонтов, т. е. высокая стойкость огнеупорной кладки при воздействии высоких температур;

- печь должна быть автоматизированным тепловым агрегатом.

При проектировании всегда стремятся к тому, чтобы печь наиболее полно удовлетворяла этим требованиям. Однако существующие типы печей почти всегда имеют какие-либо конструктивные и эксплуатационные недостатки. Поэтому непрерывно происходит совершенствование существующих типов печей и разработка принципиально новых конструкций на базе научных исследований и практики работы действующих печных установок.

Следует отметить, что наилучшие технико-экономические показатели работы печей достигаются при совмещении отдельных процессов в один общий процесс непрерывного производства, например совмещения сушки с обжигом. Для того чтобы обеспечить высокую производительность печи, нужно наряду с обеспечением достаточного количества подводимого тепла создать в ней запроектированные температуры. Для этого необходимо иметь:

- достаточно интенсивный подвод тепла, который зависит от количества сжигаемого топлива, его качества и способа сжигания;

- полное горение топлива с минимальным избытком воздуха; подогрев воздуха, идущего для горения, а иногда и подогрев топлива (например, генераторного газа);

- минимальные потери тепла рабочим пространством печи в окружающую среду.

Большое значение при проектировании печей имеет выбор топлива. Твердое кусковое топливо наименее пригодно для современных печей. Пылевидное топливо имеет ограниченное применение и используется главным образом для отопления прашающих печей цементной промышленности. Наиболее экономически выгодным и технически целесообразным следует считать газообразное и жидкое топливо. В связи с изменением топливного баланса страны, резким увеличением добычи нефти и природного газа эти виды топлива (природный газ и мазут) можно считать основными для промышленных печей.

Ценным топливом для печей силикатной промышленности является коксовый газ и смешанный коксодомениный газ, которыми располагают металлургические комбинаты. В отдельных случаях целесообразным является применение генераторного газа, получаемого путем газификации твердых топлив. Выбор вида топлива для печей связан с условиями топливоснабжения района постройки завода и производится в зависимости от конкретных условий в каждом отдельном случае.

Применение совершенных горелочных устройств обеспечивает полное сжигание топлива с минимальным избытком воздуха. В целях уменьшения тепловых потерь и повышения коэффициента использования топлива целесообразно совмещать топку с рабочим пространством. В том случае, когда температура газов в рабочем пространстве печи не допускается выше 700° , топка должна быть отделена от рабочего пространства, чтобы не нарушать нормального хода процесса горения и не допускать неполного сгорания топлива вследствие низких температур. Температура продуктов горения в топочных устройствах не должна быть ниже 900° . При температурах ниже 900° неизбежна неполнота сгорания топлива.

Обычно топка отделяется от рабочего пространства в сушильных установках. При этом рабочие температуры в топке всегда бывают выше, чем требуются для сушки. Снижение температуры газов перед входом в сушильное пространство достигается путем разбавления их атмосферным воздухом в специальной смешивательной камере.

Выбор топливосжигающих устройств производится в зависимости от вида топлива, назначения и конструкции печи, а также требований, предъявляемых к факелу.

Для вращающихся печей обычно требуется факел значительной длины, определяющий длину зоны спекания. Для ванн стекловаренных печей требуется факел, направленный на зеркало ванны (так называемый «настильный»), ограниченной длины с высокой излучающей способностью (высокой светимостью). Для туннельных печей часто требуется получить короткий факел с высокой полнотой сгорания топлива и в ряде случаев не дающий прямого воздействия пламени на нагреваемые поверхности изделий. При необходимости обеспечения восстановительной газовой среды должны быть созданы условия для регулирования соотношения топливо — воздух.

При сжигании жидких топлив во вращающихся печах получили широкое распространение механические форсунки высокого давления, дающие растянутый факел горения. Для туннельных печей обычно применяются форсунки низкого давления с воздушным распылением мазута, обеспечивающие интенсивное смешение топлива с воздухом и короткий факел.

В стекловаренных регенеративных печах применяются форсунки высокого давления с воздушным или паровым распылением; в печах «прямого нагрева» нашли применение форсунки низкого давления.

При сжигании природного газа во вращающихся печах применяют горелки высокого давления (обычно одноканальные), работающие со скоростью выхода газа из устья горелки 250—400 м/сек. В стекловаренных печах, наоборот, используются горелки, в которых газ подается с небольшой скоростью, чтобы обеспечить светящийся факел на определенной длине.

Большое значение для получения высококачественной продукции при обжиге имеет равномерность нагрева и обжига по сечению рабочего пространства (внизу и сверху садки) и точное соблюдение технологической кривой обжига. При горизонтальном движении газов необходимо особое внимание обращать на устранение их расслоения, поскольку более горячие газы под действием геометрического напора стремятся идти вверх. В туннельных печах эти вопросы решаются конструктивно путем создания условий, затрудняющих движение газов в верхней части печи и облегчающих — в нижней части, за счет более плотной садки изделий сверху и разреженной садки с прямыми каналами внизу. Кроме того, для выравнивания температур в печи создают вынужденную циркуляцию газов, для чего предусматривают различные конструкции смесительных устройств, эжекторов, воздушных завес.

Для камерных и туннельных печей особое значение имеет удаление отработанных газов из рабочего пространства. В печах более равномерного заполнения печи раскаленными газами необходимо отводить продукты горения в нижней части пода, т. е. дымоотводящие каналы должны быть расположены на уровне пода

печи. Для печей, имеющих большую ширину или длину, газы должны отводиться через несколько дымовых каналов. Для регулирования распределения температур в печи конструкцией должна предусматриваться установка регулирующих шиберов в дымовых каналах.

Расположение горелочных устройств на уровне пода вагонеток туннельных печей также способствует равномерному заполнению печи раскаленными газами и более равномерному распределению температур по высоте печи. Для равномерного распределения температур по длине печи и широкой возможности регулирования температурного режима в зоне обжига туннельных печей применяют рассредоточенную подачу топлива посредством установки большого количества горелок.

Подогрев воздуха, идущего для горения топлива, способствует не только повышению температур, но и сокращению расхода топлива. Для подогрева воздуха обычно используют тепло отходящих продуктов горения или тепло обожженного продукта, подлежащего охлаждению перед выгрузкой из печи.

Применение топлива с высокой теплотворной способностью позволяет получить достаточные температуры в печи без подогрева воздуха. В этом случае необходимо применять подогрев воздуха с целью экономии топлива. Снижение температур в печи при высокой температуре горения достигается рециркуляцией печных газов и повышением коэффициента расхода воздуха при горении. Уменьшение удельного расхода тепла и повышение степени использования топлива могут быть достигнуты за счет улучшения теплообменных процессов в рабочем пространстве печи с помощью внутренних теплообменных устройств (вращающиеся печи) и за счет уменьшения тепловых потерь в окружающую среду рабочим пространством печи и ее отдельными элементами. Основными средствами уменьшения тепловых потерь является применение тепловой изоляции кладки и легковесных огнеупорных материалов, а также уплотнение печи. Так, например, для туннельных печей подсосы холодного воздуха через кладку и несочный затвор значительно охлаждают низ садки, создают неравномерность ее нагрева и повышают тепловые потери с уходящими газами. Для всех печей справедливо требование герметичности, которое в большой степени зависит от конструктивного выполнения отдельных элементов печи.

При проектировании печей следует предусматривать возможно широкое регулирование подачи топлива и воздуха, обеспечивающее увеличение производительности печи и гибкую настройку режима работы и температурного графика по ее длине.

Для контроля режима работы печи и ее автоматизации требуется предусматривать отверстия для установки контрольно-измерительных приборов: термомпар, заборных трубок для газового анализа и т. п.

§ 3. Методы и техника расчетов печей и сушил

Расчеты печей и сушил позволяют определить их тепловую мощность, количество теплоносителя, которое необходимо подавать в сушила, выбрать тяго-дутьевые средства, обеспечивающие заданную производительность печи или сушила, а также решить ряд вопросов, определяющих конструкцию печи и ее отдельных элементов и основные размеры.

Следует отметить, что как теория печей, так и методы расчета печей и сушил базируются в основном на экспериментальном материале, поэтому учет опыта работы действующих печей и сушил и их технико-экономических показателей имеет при проектировании первостепенное значение.

Расчеты, так же как и выполнение графической части проекта, немалым без элементов творчества со стороны проектантов. Чтобы не допустить в расчетах больших погрешностей, необходимо каждый раз сопоставлять полученные результаты с практическими данными работающих печей и сушил и в сомнительных случаях производить дополнительные проверочные расчеты.

Сложность расчета печей и сушил состоит в трудности учета влияния различных факторов на тепловую работу печи, связанных с процессами сжигания топлива, движения газов, теплообмена и технологическими особенностями производства. Поэтому при проектировании топливосжигающих устройств, дутьевых средств, дымососов и другие установки принимаются всегда с некоторым, часто большим, запасом мощности. Даже при выполнении такого расчета, как определение температуры горения топлива, встречается ряд трудностей. Можно с высокой точностью определить теоретическую температуру горения с учетом диссоциации, но точно рассчитать действительную температуру, которая будет в проектируемой печи, нельзя, так как она зависит от ряда факторов, которые зачастую учесть невозможно, например конструкцию горелки, режим ее работы, коэффициент расхода воздуха, температуру подогрева воздуха и т. д. Поэтому расчет печей представляет собой расчет отдельных процессов, происходящих в них при каких-либо заданных или принятых условиях, приближающихся к действительным условиям работы, но не отражающих их в полной мере. Так, при проектировании печей выполняют расчеты, связанные с процессом горения топлива, определением расхода топлива по тепловому балансу, аэродинамические расчеты, расчеты габаритов печи и ее отдельных элементов, а также технико-экономические расчеты, связанные сстройкой и эксплуатацией печи или сушила.

Для облегчения и упрощения техники расчета широко применяются графики, таблицы, нормы проектирования, справочники по конструированию печей и сушил и т. п., которые значительно помогают творческой работе над проектом.

§ 4. Содержание и объем курсового и дипломного проектов

При проектировании реального производственного объекта проектная организация назначает главного инженера проекта, отвечающего за технический уровень и сметную стоимость проектируемого объекта.

Задание на проектирование промышленного предприятия содержит: район (пункт) строительства; характеристику продукции; годовую производительность предприятия; производственные связи и основные источники снабжения будущего предприятия сырьем и энергией; сроки строительства и очередность ввода мощностей.

При выполнении нового проекта, когда не существует типовых проектов аналогичного производства, проектирование состоит из трех стадий: проектного задания, технического проекта и рабочего проекта.

В случае если используются типовые проекты, то проектирование может протекать в две или одну стадию. При двухстадийном проектировании выполняют: проектное задание, которое содержит необходимые данные технического проекта, и рабочие чертежи. При одностадийном проектировании используют типовые рабочие чертежи.

Проектное задание предусматривает разработку технологической схемы производства и основных компоновочных решений. По укрупненным показателям выполняют технико-экономические расчеты, выявляют экономическую целесообразность предполагаемого строительства в данном месте и его техническую возможность. Разрабатывают ориентировочный генеральный план.

Технический проект разрабатывается на основе утвержденного проектного задания. В техническом проекте уточняются принятые технические решения, выполняются материальные, тепловые и другие расчеты, а также составляются спецификация, смета капитальных затрат и калькуляция себестоимости. При техническом проектировании уточняется также генеральный план предприятия.

Рабочий проект предусматривает разработку детальных чертежей и смет, по которым осуществляются строительно-монтажные работы, а также изготавливается и монтируется оборудование. Рабочий проект разрабатывается на основе утвержденного технического проекта и решения технического проекта не пересматриваются.

Дипломный проект в целом должен содержать элементы всех трех стадий проектирования. Объем проекта устанавливается кафедрой. Обычно этот объем состоит из 7—9 листов чертежей формата А-1 и расчетно-пояснительной записки до 120—150 страниц текста формата 297×210 мм, написанного от руки разборчи-

вым почерком. Количество листов чертежей, отводимых на проект печи или сушила, и объем теплотехнических расчетов печей или сушил устанавливаются в каждом отдельном случае руководителем дипломного проекта в соответствии с темой проекта, специальностью и профилем подготовки специалиста.

При дипломном проектировании отделения, цеха, или завода, в которых печи или сушила являются только частью оборудования, объем графических работ и расчетов печей и сушил может быть таким же, как при выполнении курсового проекта, или несколько больше с более подробным описанием и обоснованием выбора типа печей и их элементов. Курсовой и дипломный проекты по своему объему и содержанию соответствуют техническому проекту, который включает необходимые расчеты, описание конструкции и общие чертежи печи или сушила с необходимыми разрезами. Чертежи должны отражать вполне законченные и ясно изображенные элементы и механизмы печи или сушила в сборном виде с необходимыми основными установочными размерами. Отсюда вытекает и количество проекций, разрезов, необходимых для изображения всех конструктивных элементов печи или сушила.

При разработке технического проекта печи, как правило, производят:

- выбор топлива и способа его сжигания;
- расчет размеров рабочего пространства печи, например площади пола и высоты камерных печей, длины, ширины и высоты туннельных печей, диаметра и длины вращающихся печей соответственно заданной производительности, варочной и выработочной частей стекловаренных печей;
- выбор конструкции свода печи, пода, толщины стен, футеровки вагонеток туннельной печи и т. п.;
- выбор материалов, из которых должна быть построена печь, сорта огнеупорного кирпича для кладки различных частей печи и тепловой изоляции кладки;
- выбор и размещение топливосжигающих устройств, подвода к печи топлива и воздуха, регулирующих устройств для изменения подачи топлива и воздуха, устройств для нагрева газа и воздуха;

расчет каналов для отвода продуктов горения из рабочего пространства печи, размещение и выбор конструкции шиберов для регулирования тяги, устройств для уплотнения рабочего пространства печи в целях уменьшения подсосов холодного воздуха при движении дымовых газов;

- выбор и расчет креплений печи;
- выбор механизмов для загрузки и выгрузки материалов или изделий, механизмов подъема шиберов, заслонок и т. п.

При проектировании сушил решаются последовательно те же вопросы, которые относятся к печам. Разница состоит лишь в

том, что некоторые сушила работают с теплоносителем, идущим от печей в виде подогретого воздуха или отходящих газов в смеси с воздухом.

Курсовой проект печи или сушила выполняется в следующем объеме:

Графическая часть. Чертеж печи или сушила выполняется не менее чем на двух листах формата А-1. Для печей большой длины (туннельные, вращающиеся), общий вид которых не размещается на двух листах, по указанию руководителя изображается часть печи, например зоны подогрева и обжига туннельной печи или только одна зона во всех проекциях с достаточным количеством поперечных разрезов, чтобы представить конструктивные особенности этой зоны. В других случаях, когда на одном листе полностью размещается общий вид печи или сушила, второй лист используется для отдельных деталей или узлов.

Расчетно-пояснительная записка состоит из пояснительной записки и теплотехнических расчетов печи или сушила. Задания на курсовой проект печи или сушила, как правило, выдаются с учетом специальности и профиля подготовки специалиста. Обычно в задании на курсовой проект руководителем указывается тип печи или сушила, назначение, состав шихтовых материалов или вид изделий, производительность или площадь пода печи (размеры печи), вид сжигаемого топлива и некоторые дополнительные данные. Указывается также основная литература, руководящие чертежи для использования при проектировании и особые условия выполнения графических работ. При дипломном проектировании выбор и обоснование выбранного типа печи производятся дипломантом в соответствии с заданием на проект цеха или завода.

§ 5. Подготовка к проектированию и предварительные расчеты

Перед началом проектирования необходимо:

ознакомиться с литературой, имеющимися чертежами печей или сушил, альбомами, атласами, журнальными статьями и т. п., необходимыми в процессе работы над проектом;

уяснить конструкцию печи или сушила, требования, предъявляемые к ней технологическими условиями тепловой обработки материалов или изделий, выбрать данные по режиму работы (графики обжига, сушки и т. п.);

составить эскизы печи или сушила, отдельных узлов конструкции.

Типовые механизмы для оборудования печей или сушил, а также элементы топочных устройств, горелок, форсунок, рекуператоров, систем подвесных сводов и т. п. обычно подбираются по

существующим нормам или заимствуются из альбомов, атласов, журналов или чертежей с учетом того, чтобы проектируемая конструкция печи или сушила соответствовала современным требованиям.

Для того чтобы приступить к выполнению графической части проекта, необходимо сделать следующие расчеты:

1. *Расчет горения топлива.* Если предусматривается газификация твердого топлива в газогенераторах (для стекловаренных печей), то выполняется расчет процесса газификации с целью определения состава газа, поступающего к печи. При расчете горения топлива определяется также необходимый подогрев воздуха для получения заданных технологических температур в печи и для высокотемпературных печей (стекловаренных) — необходимый подогрев воздуха и газа в регенераторах или подогрев воздуха в рекуператорах.

2. *Расчет материального баланса по сырью,* например при обжиге цементного клинкера. Данные материального баланса необходимы при расчете теплового баланса печи.

При сжигании пылевидного топлива (вращающиеся печи) или твердого топлива (шахтные печи) в материальном балансе учитывают присадку золы топлива к материалу. Для этого предварительно задаются расходом топлива, который затем рассчитывается по тепловому балансу.

3. *Теоретический расчет удельных расходов тепла* на технологические процессы получения клинкера, стекломассы или других материалов. При составлении теплового баланса печи на основании практических данных задаются потерями тепла корпусом печи в окружающую среду.

4. *По заданной производительности печи* определяют основные размеры рабочего пространства (площадь пола, длина, ширина, высота или диаметр) или рассчитывают производительность печи, если заданием предусмотрена общая производительность цеха, завода, а затем уже и размеры печи. Для туннельных печей выбирают размер вагонетки, тип садки и рассчитывают емкость вагонетки, по которой определяют габариты печи. Если основные размеры печи приняты на основании практических данных, то расчетом определяют производительность ее и размеры внутренних теплообменных устройств отдельных зон, например для вращающихся печей. Если сушило или печь проектируют на твердом топливе, то предварительно определяют размеры топки. Размерами колосниковой решетки в этом случае можно задаться, исходя из практических данных, а впоследствии проверить напряженность топочного объема и колосниковой решетки по расчетному расходу топлива.

5. Для регенеративных (иногда и рекуперативных) печей необходимо предварительно выполнить *ориентировочный расчет регенератора (или рекуператора) и определить его размеры,* что-

бы приступить к графической части проекта. Расчет регенератора (или рекуператора) в дальнейшем уточняется. Для вращающихся печей с залечными теплообменниками выполняют *расчет теплообменных устройств.*

Прежде чем приступить к выполнению чертежа, необходимо определить количество основных и вспомогательных проекций на чертеже, с тем чтобы полностью показать конструктивные элементы печи и ее оборудование.

Информационный
центр Ивановского
государственного
химико-технологического
университета
153460, г. Иваново
пр. Ф. Энгельса, д. 10

РАСЧЕТЫ ГОРЕНИЯ ТОПЛИВА

Расчеты горения топлива производятся с целью определения расхода воздуха, необходимого для горения, количества образующихся продуктов горения, их состава и температуры горения. Если данное топливо не обеспечивает необходимые температуры в печи, то расчетом определяется необходимая температура подогрева воздуха, подаваемого для горения. Например, при сжигании генераторного газа в стекловаренных печах рассчитывают подогрев воздуха и газа до $1000-1100^\circ$. Расчет горения топлива необходим для того, чтобы правильно выбрать дутьевые и тяговые устройства к печи, обеспечивающие нормальный процесс горения, движение дымовых газов и необходимый температурный режим в рабочем пространстве печи. Расчеты горения производятся независимо от количества сжигаемого в печи топлива, поэтому такие величины, как количество воздуха, необходимого для горения, и объем дымовых газов, образующихся в результате сжигания топлива, определяются на единицу веса твердого и жидкого топлива и на единицу объема газообразного топлива и выражаются в $\text{нм}^3/\text{кг}$ или $\text{нм}^3/\text{нм}^3$ топлива (объемы воздуха и газа приведены к нормальным условиям: температура 0° и давление 101325 н/м^2).

Температура горения топлива определяется на основе баланса тепла, вносимого топливом и воздухом, и тепла образующихся продуктов горения. Расход воздуха и выход продуктов горения определяются на основе материальных балансов процесса горения.

§ 1. Выбор топлива

При проектировании промышленных предприятий выбор топлива для печей или сушил производится на основании технико-экономических расчетов с учетом изменения структуры топливного баланса страны, в особенности в связи с широким развитием добычи природного газа и нефти.

Для оценки стоимости некоторых видов топлива приводим примерные сравнительные данные по стоимости 1 т условного топлива, в которых за единицу принята стоимость природного газа:

природный газ	1,0
мазут	1,5
пропан, бутан (газ)	1,7
коксовый газ	1,4
доменный газ	0,9
генераторный газ из углей	2,3
генераторный газ из торфа	4,5

Наиболее целесообразным является использование природного газа, если данный район газифицирован и подача газа не лимитируется. При промышленном использовании природного газа в каждом конкретном случае необходимо учитывать газовый баланс данного района и его газоснабжение. Высококачественным топливом для печей является коксовый газ или смесь коксодоменного газа. Выбор этого вида топлива обуславливается расположением проектируемых предприятий вблизи металлургических комбинатов и наличием достаточного количества коксодоменного газа по балансу металлургического комбината. Весьма ценным топливом для печей являются мазут и сжиженные углеводородные газы (пропан, бутан).

Твердые виды топлива также могут быть использованы для отопления печей как местные дешевые топлива, не требующие дальних перевозок. В приложении 7 приводятся средние показатели по газификации твердых топлив.

Современная печь должна быть автоматизированным непрерывно работающим агрегатом, поэтому процессы сжигания топлива в печах должны обеспечивать надежное автоматическое регулирование теплового режима. Наиболее просто это может быть выполнено при сжигании газообразного топлива и несколько сложнее — при сжигании мазута. Эти условия являются очень важными при выборе топлива для отопления промышленных печей.

Топливо при сжигании должно обеспечивать необходимые температуры в рабочем пространстве печи, достижение которых связано не только с видом топлива и его качеством, но также и с конструкцией печи.

Во вращающихся печах необходимые температуры для обжига материалов могут быть получены только при сжигании природного, коксового газа, мазута, а также пылевидного топлива, получаемого обычно из смеси газовых, тощих углей и антрацитов.

Туннельные печи при средних температурах обжига могут успешно работать на очищенном холодном генераторном, коксодоменном, природном газе и на мазуте; высокотемпературные

туннельные печи — на генераторном горячем газе, получаемом при газификации антрацита или коксика, а также на природном, коксодомейном газах и на мазуте. Туннельные печи для обжига красного строительного кирпича могут работать на газообразном, жидком и на твердом топливах, сжигаемых в выносных топках и непосредственно в рабочем пространстве печи с частичным запрессованием топлива в сырец.

Шахтные печи, работающие пересыльным способом или с введением топлива в сырьевую смесь, требуют особого выбора топлива с малым содержанием золы, с малым выходом летучих веществ, как, например, антрацит, коксик, тощие каменные угли. Печи, работающие пересыльным способом, требуют сортированного топлива с высокой механической и термической стойкостью. Шахтные печи для обжига огнеупорных и других материалов могут успешно работать на газообразном топливе и на мазуте.

§ 2. Пересчеты состава топлива

Состав топлива для выполнения расчетов горения может быть взят по справочнику [2] (см. приложения 1—4). Однако необходимо учитывать, что для газообразных топлив состав дается на сухой газ, для твердых и жидких топлив — на горючую массу, реже на рабочее топливо. Обычно, зная состав горючей массы топлива и принимая по данным технического анализа или по справочнику содержание в топливе золы и влаги, пересчитывают топливо на рабочую массу. Сухое газообразное топливо пересчитывают на влажный газ, который подлежит сжиганию.

Для определения составов рабочего топлива по данным анализа (% по весу) пользуются формулами:

для сухой массы топлива

$$C^p = C^s \frac{100 - W^p}{100} \% \quad (1)$$

для горячей массы топлива

$$C^p = C^g \frac{100 (A^p + W^p)}{100} \% \quad (2)$$

Пересчет состава любого топлива при одной влажности на состав того же топлива при другой его влажности производится по формуле

$$C_2^p = C_1^p \frac{100 - W_1^p}{100 - W_2^p} \% \quad (3)$$

где C_1^p , C_2^p — составляющие рабочего топлива, %;

C^s — составляющие сухой массы топлива, %;

W^p — содержание влаги в топливе, %;

C^g — отдельная составляющая горючей массы топлива, %;

A^p — содержание золы, %.

Пересчет состава газообразного топлива с сухого на влажный производится по следующим формулам:

содержание влаги в газе

$$H_2O = \frac{100w}{804 + w} \% \quad (4)$$

где w — содержание влаги в газе, г/м³ сух. газ. (табл. 1);

зная процентное содержание влаги в газе, можно пересчитать все другие составляющие сухого газа на влажный рабочий газ

$$CO_2^p = CO_2^s \frac{100 - H_2O}{100} \% ; \quad H_2^p = H_2^s \frac{100 - H_2O}{100} \% \text{ и т. д.} \quad (5)$$

Таблица 1

Влагосодержание (г/м³ сух. газ.) при различных температурах

	w		w	t	w	t	w
0	4,9	26	27,6	51	118	76	528
1	5,2	27	29,3	52	125	77	566
2	5,6	28	31,1	53	132	78	608
3	6,1	29	33,1	54	140	79	654
4	6,5	30	35,1	55	148	80	705
5	7,0	31	37,3	56	156	81	761
6	7,5	32	39,6	57	166	82	825
7	8,0	33	42,0	58	175	83	896
8	8,6	34	44,5	59	186	84	976
9	9,2	35	47,3	60	197	85	1070
10	9,9	36	50,1	61	208	86	1170
11	10,5	37	53,1	62	221	87	1290
12	11,3	38	56,2	63	234	88	1440
13	12,1	39	59,6	64	248	89	1600
14	12,9	40	63,1	65	263	90	1800
15	13,8	41	66,8	66	280	91	2050
16	14,7	42	70,8	67	297	92	2360
17	15,7	43	74,9	68	315	93	2760
18	16,7	44	79,3	69	335	94	3290
19	17,8	45	84,0	70	357	95	4040
20	19,0	46	88,8	71	380	96	5160
21	20,2	47	93,0	72	405	97	7040
22	21,5	48	99,5	73	432	98	10800
23	22,9	49	105,0	74	461	99	22000
24	24,4	50	111,0	75	493	100	—
25	26,0						

или

$$\text{CO}_2^{6,1} = \text{CO}_2 \frac{100}{100 + 0,124w} \% \text{ и т. д.} \quad (6)$$

Искусственные газы после полной газоочистки содержат такое количество влаги, которое соответствует насыщенному состоянию при данной температуре газа, поступающего в печь. Обычно эта температура находится в пределах 15—40°.

В природном газе содержится очень небольшое количество влаги, примерно 0,5—1,5%, так как при транспортировании газа на большие расстояния он подвергается тщательной очистке от различных примесей и влаги.

§ 3. Теплота сгорания топлива

Теплота сгорания топлива (теплотворность) — это количество тепла, выделяемое при полном сгорании всех горючих составляющих топлива, отнесенное к 1 кг или 1 м³ топлива. Известно, что тепловой эффект горения водорода зависит от агрегатного состояния его продукта горения (воды), поэтому для топлива различают высшую Q_v и низшую теплоту сгорания Q_n .

При сгорании топлива вода, содержащаяся в продуктах горения, находится в парообразном состоянии. Затрачиваемая при этом теплота парообразования остается неиспользованной вследствие относительно высокой температуры отходящих газов. Поэтому в тепловых расчетах принято пользоваться данными низшего предела теплоты сгорания. Учитывая, что теплота, затрачиваемая на испарение 1 кг влаги, составляет 2500 кДж (600 ккал), связь низшей и высшей теплот сгорания выражается равенством

$$Q_n = Q_v - 2500w \text{ кДж/кг (кДж/м}^3\text{)}, \quad (7)$$

где w — содержание влаги в продуктах горения топлива, кг/кг (кг/м³),

поэтому $w = \frac{9H^p + W^p}{100} \text{ кг/кг.}$

Для твердых и жидких топлив

$$Q_n = Q_v - 25(9H^p + W^p) \text{ кДж/кг.} \quad (8)$$

Теплоту сгорания твердого и жидкого топлива можно определить расчетом по формуле Д. И. Менделеева, зная элементарный состав рабочего топлива,

$$Q_n^p = 339C^p + 1030H^p - 108,9(O^p - S^p) - 25W^p \text{ кДж/кг,} \quad (9)$$

где C^p, H^p, O^p, S^p, W^p — составляющие элементы рабочего топлива, %.

Для газообразного топлива теплота сгорания определяется как сумма произведений тепловых эффектов составляющих горючих газов на их количество:

для природного газа

$$Q_n = 358,2 \text{ CH}_4 + 637,5 \text{ C}_2\text{H}_6 + 912,5 \text{ C}_3\text{H}_8 + 1186,5 \text{ C}_4\text{H}_{10} + 1460,8 \text{ C}_5\text{H}_{12} \text{ кДж/м}^3; \quad (10)$$

для генераторного и коксодоменинного газов

$$Q_n = 126,5 \text{ CO} + 107,6 \text{ H}_2 + 358,2 \text{ CH}_4 + 587 \text{ C}_2\text{H}_4 + 231 \text{ H}_2\text{S} \text{ кДж/м}^3. \quad (11)$$

В этих формулах составляющие газообразного топлива выражены в % по объему.

Для сравнительных расчетов и определения удельного расхода топлива на обжиг или другие виды тепловой обработки материалов пользуются единицами условного топлива, теплота сгорания которого принята равной 29 300 кДж/кг (7000 ккал/кг).

Перевод любого топлива в единицы условного топлива производится с помощью теплового эквивалента (переводного коэффициента), величина которого равна:

$$\mathcal{E}_t = \frac{Q_n^p}{29\,300}, \quad (12)$$

где Q_n^p — теплотворность, кДж/кг твердого или жидкого топлива или кДж/м³ газообразного топлива.

Если теплота сгорания топлива приводится не в СИ (ккал/кг или ккал/м³), то тепловой эквивалент подсчитывается по формуле

$$\mathcal{E}_t = \frac{Q_n^p}{7000}.$$

Приводим значения тепловых эквивалентов для некоторых видов топлива:

каменный уголь ($Q_n^p = 29\,300 \text{ кДж/кг}$)	1,000
бурый уголь ($Q_n^p = 17\,580 \text{ кДж/кг}$)	0,600
мазут ($Q_n^p = 41\,000 \text{ кДж/кг}$)	1,400
природный газ ($Q_n^p = 35\,400 \text{ кДж/м}^3$)	1,210
коксый газ ($Q_n^p = 16\,750 \text{ кДж/м}^3$)	0,573
доменинный газ ($Q_n^p = 3800 \text{ кДж/м}^3$)	0,130

Теплота сгорания топлив приводится в приложениях 1—7.

§ 4. Расход воздуха на горение

Потребное количество воздуха для горения определяется по теоретическому количеству кислорода, вступающего в реакцию окисления с учетом некоторого избытка, обеспечивающего полное сгорание топлива. При расчете потребного количества кислорода учитывается, что кислород, имеющийся в топливе, участвует в реакциях горения.

В расчетах принимают следующий состав воздуха: азот — 79,0% и кислород — 21,0% по объему. Количество влаги, вносимое атмосферным воздухом, незначительно увеличивает расход воздуха и учитывается (в основном при расчетах сушил) его влагосодержанием, выраженным в весовых единицах. При расчетах печей влажность атмосферного воздуха обычно не учитывается.

Теоретически необходимый для горения расход воздуха, который принято в печной теплотехнике обозначать L_0 , равен

$$L_0 = 4,76 V_{O_2} \text{ н.м}^3/\text{кг (н.м}^3/\text{н.м}^3), \quad (13)$$

где V_{O_2} — теоретически необходимый объем кислорода.

При обогащении воздуха кислородом в количестве $V_{O_2}^{06}$ расход воздуха будет равен

$$L_0 = 4,76 (V_{O_2} - V_{O_2}^{06}) \text{ н.м}^3/\text{кг (н.м}^3/\text{н.м}^3), \quad (14)$$

Для твердых и жидких топлив, состав которых выражен в % по массе, расход кислорода на горение рассчитывают по формуле

$$V_{O_2} = 0,01 (1,87 C^p + 0,7 S^p + 5,55 H^p - 0,7 O^p) \text{ н.м}^3/\text{кг}, \quad (15)$$

где C^p , S^p , H^p , O^p — составляющие рабочего топлива, %.

Теоретически необходимый для горения расход сухого воздуха определяется по следующим формулам:

для твердых и жидких топлив

$$L_0 = 0,0889 C^p + 0,265 H^p - 0,0333 (O^p - S^p) \text{ н.м}^3/\text{кг}; \quad (16)$$

для природного газа

$$L_0 = 0,0476 (2CH_4 + 3,5C_2H_6 + 5C_3H_8 + 6,5C_4H_{10} + 8C_5H_{12}) \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3; \quad (17)$$

для генераторного газа

$$L_0 = 0,0476 (0,5CO + 0,5H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_4 + 1,5H_2S - O_2) \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3; \quad (18)$$

для доменного газа

$$L_0 = 0,0476 (0,5CO + 0,5H_2 + 2CH_4 - O_2) \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3; \quad (19)$$

для коксового газа

$$L_0 = 0,0476 (0,5CO + 0,5H_2 + 2CH_4 + 3C_2H_4 + 7,5C_6H_6 + 1,5H_2S - O_2) \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3. \quad (20)$$

Расход атмосферного воздуха при влагосодержании d (г/кг сух. воз.) будет равен:

$$L_0' = (1 + 0,0016d) L_0 \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3. \quad (21)$$

Влагосодержание d можно определить по $t-d$ -диаграмме, зная относительную влажность воздуха (%) и температуру. Если принять, например, $d = 10$ г/кг сух. воз., то

$$L_0' = 1,016 L_0 \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3. \quad (22)$$

Действительный расход сухого воздуха с учетом коэффициента расхода воздуха равен:

$$L_a = \alpha L_0 \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3, \quad (23)$$

где α — коэффициент расхода воздуха, показывающий отношение действительного количества воздуха, введенного для горения, к теоретически необходимому $\alpha = \frac{L_a}{L_0}$.

Действительный расход атмосферного воздуха при его влагосодержании d составит:

$$L_a' = (1 + 0,0016d) L_a \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3 \quad (24)$$

или при значениях $d = 10$ г/кг сух. воз.

$$L_a' = 1,016 L_a \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3. \quad (25)$$

Избыточное количество воздуха, вводимое в топливосжигающее устройство или в печь, будет составлять:

$$L_{изб} = (\alpha - 1) L_0 \text{ н.м}^3/\text{н.м}^3. \quad (26)$$

Значения коэффициента расхода воздуха зависят прежде всего от вида сжигаемого топлива, способа сжигания, конструкции топливосжигающих устройств и условий эксплуатации печи. При факельном способе сжигания, когда в процессе горения происходит достаточно интенсивное перемешивание топлива с воздухом, в большинстве случаев требуется для полноты горения не-большой избыток воздуха. Для газа и мазута коэффициент рас-

хода воздуха $\alpha = 1,05—1,20$; для пылевидного топлива $\alpha = 1,20—1,25$. При сжигании газа с полным предварительным смешиванием его с воздухом и при сжигании мазута горелками с внутренней циркуляцией газов в факеле $\alpha = 1,00—1,05$. При слоевом способе сжигания углей, антрацита и торфа в механических топках при непрерывной подаче топлива и золоудалении $\alpha = 1,3—1,4$. При ручном обслуживании топок коэффициент расхода воздуха принимают равным: 1,4 — для антрацитов, 1,5—1,6 — для каменных углей, 1,6—1,8 — для бурых углей. Для топок, работающих на полугазовом режиме, коэффициент расхода воздуха требуется меньше, чем для простых топок (1,1—1,2).

В отдельных случаях в целях понижения температуры газов в печах или сушила принимают большие значения коэффициентов расхода воздуха и вводят рециркуляцию продуктов горения. В этом случае по температуре газов определяют дополнительный ввод холодного воздуха или дымовых газов для разбавления продуктов горения.

В кольцевых печах, работающих на твердом топливе при загрузке его в обжигательный канал сверху, коэффициент расхода воздуха в зоне обжига составляет 1,5—2,0, а в начале зоны обжига вследствие больших подсосов через неплотности печи — до 4,0—5,0.

Если известен расход топлива B (кг/ч или $\text{нм}^3/\text{ч}$), то общий расход сухого воздуха, необходимый для сжигания топлива, составит:

$$V_{\text{воз}} = BL_{\alpha} \text{ нм}^3/\text{ч}. \quad (27)$$

Действительный общий расход атмосферного воздуха будет равен:

$$V_{\text{воз}}^{\text{в.п.}} = BL_{\alpha}(1 + 0,0016d) \text{ нм}^3/\text{ч} \quad (28)$$

или

$$V_{\text{воз}}^{\text{в.п.}} = BL_{\alpha}' \text{ нм}^3/\text{ч}. \quad (29)$$

При расчетах горения твердого топлива, сжигаемого на колосниковых решетках в топках печей или сушил, необходимо учитывать механический недожог топлива вследствие неизбежных потерь горючих составляющих топлива со шлаком, провалом через колосники и уносом в виде пыли.

Приближенно механический недожог топлива можно учесть в расчетах, принимая его как потери углерода, и в расчетные формулы вместо C^p подставлять значения фактически сгоревшего углерода $C_{\text{ф}}^p$

$$C_{\text{ф}}^p = C^p - C_{\text{мех}},$$

где $C_{\text{мех}}$ — механический недожог углерода, равный сумме $C_{\text{шл}} + C_{\text{пы}} + C_{\text{ун}}$, %.

Величина $C_{\text{мех}}$ зависит от многих факторов: качества и свойств топлива, его зольности, конструкции топки, условий обслуживания и т. п. Она может колебаться в широких пределах. В расчетах можно принять значения $C_{\text{мех}} = 3—5\%$.

Таким образом,

$$C_{\text{ф}}^p = (0,95 + 0,97) C^p \%,$$

Механический недожог уменьшает теплоту сгорания топлива, расход воздуха на горение и объем продуктов горения.

§ 5. Объем продуктов горения

При полном горении любого топлива образуются продукты горения в виде CO_2 , H_2O в парообразном состоянии, N_2 и SO_2 . Если горение происходит с избыточным количеством воздуха, то в дымовых газах будет также присутствовать кислород O_2 . Общий объем продуктов горения при сжигании топлива следующий:

с теоретически необходимым количеством воздуха, т. е. при $\alpha = 1$,

$$V_0 = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} \text{ нм}^3/\text{кг}, \quad (30)$$

при сжигании с избытком воздуха при $\alpha > 1$

$$V_{\alpha} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2} + V_{\text{N}_2} + V_{\text{H}_2\text{O}} + V_{\text{O}_2} \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (31)$$

Если известно значение V_0 , то

$$V_{\alpha} = V_0 + (\alpha - 1) L_0 \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (32)$$

С изменением коэффициента расхода воздуха в продуктах горения изменяется количество V_{N_2} , V_{O_2} и $V_{\text{H}_2\text{O}}$. Количество образующихся продуктов V_{CO_2} и V_{SO_2} , составляющих в сумме $V_{\text{го}} = V_{\text{CO}_2} + V_{\text{SO}_2}$, не изменяется с изменением коэффициента расхода воздуха, так как оно зависит только от состава топлива. Объемы отдельных составляющих продуктов горения твердого и жидкого топлив подсчитываются по следующим формулам:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01855 C_{\text{ф}}^p \text{ нм}^3/\text{кг}; \quad (33)$$

$$V_{\text{SO}_2} = 0,007 S^p \text{ нм}^3/\text{кг}; \quad (34)$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,112 H^p + 0,0124 (W^p + 100 w_{\text{пар}}) + 0,0016 d L_{\alpha} \text{ нм}^3/\text{кг}, \quad (35)$$

где $w_{\text{пар}}$ — весовое количество пара, вводимого для распыления жидкого топлива, кг/кг топ.;

$$V_{N_2} = 0,79L_a + 0,008N^p \text{ нм}^3/\text{кг}; \quad (36)$$

$$V_{O_2} = 0,21(\alpha - 1)L_0 \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (37)$$

Если необходимо найти объем V_0 (нм³/кг), то в формулах (35), (36) вместо L , надо брать значения L_0 .

Объем продуктов горения газообразного топлива находится по формулам:

для природного газа

$$V_{CO_2} = 0,01(CO_2 + CH_4 + 2C_2H_6 + 3C_3H_8 + 4C_4H_{10} + 5C_5H_{12}) \text{ нм}^3/\text{нм}^3, \quad (38)$$

$$V_{H_2O} = 0,01(2CH_4 + 3C_2H_6 + 4C_3H_8 + 5C_4H_{10} + 6C_5H_{12} + H_2O + 0,16dL_a) \text{ нм}^3/\text{нм}^3; \quad (39)$$

для генераторного, доменного и коксового газов

$$V_{CO_2} = 0,01(CO_2 + CO + CH_4 + 2C_2H_4 + 6C_2H_6 + H_2S) \text{ нм}^3/\text{нм}^3, \quad (40)$$

$$V_{H_2O} = 0,01(H_2 + 2CH_4 + 2C_2H_4 + 3C_2H_6 + H_2S + H_2O + 0,16dL_a) \text{ нм}^3/\text{нм}^3; \quad (41)$$

для всех газов

$$V_{N_2} = 0,79L_a + 0,01N_2 \text{ нм}^3/\text{нм}^3. \quad (42)$$

Значения V_{O_2} (нм³/нм³) находят по формуле (37) независимо от вида топлива.

Объем продуктов горения при разных коэффициентах расхода воздуха можно найти, зная разность между объемом продуктов горения и количеством израсходованного воздуха,

$$\Delta V = V_0 - L_0 = V_a - L_a \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (43)$$

Так как ΔV не зависит от коэффициента расхода воздуха, а только от состава топлива, то

$$V_a = L_0 + \Delta V \text{ нм}^3/\text{кг}, \quad (44)$$

$$V_a = L_a + \Delta V \text{ нм}^3/\text{кг}. \quad (45)$$

Для определения процентного состава продуктов горения необходимо знать объем отдельных составляющих, например

$$CO_2 = \frac{100}{V_a} V_{CO_2} \% \text{ и т. д.} \quad (46)$$

По составу продуктов горения можно определить их влагосодержание d (г/кг сух. газ.). Если известны величины отдель-

ных составляющих продуктов горения (нм³/нм³ газ. или нм³/кг топ.), то влагосодержание их будет равно:

$$d = \frac{804V_{H_2O}}{1,977V_{CO_2} + 1,251V_{N_2} + 1,429V_{O_2}} \text{ г/кг сух. газ.} \quad (47)$$

Влагосодержание продуктов горения можно определить по процентному составу их

$$d = \frac{804H_2O}{1,977CO_2 + 1,251N_2 + 1,429O_2} \text{ г/кг сух. газ.}, \quad (48)$$

где H_2O , CO_2 , N_2 , O_2 — составляющие дымовых газов, % по объему.

Общее количество продуктов горения при сжигании топлива B (кг/ч или нм³/ч) будет равно:

$$V_{\text{дм}} = BV_a \text{ нм}^3/\text{ч}. \quad (49)$$

Это количество дымовых газов соответствует только данному коэффициенту расхода воздуха, с которым идет процесс горения.

При движении дымовых газов по рабочему пространству печи, например туннельной, количество дымовых газов будет увеличиваться за счет подсоса окружающего воздуха через неплотности в кладке, смотровые отверстия, рабочие окна, так как движение происходит под действием разрежения, создаваемого дымовой трубой или дымососом.

Особенно большие подсосы атмосферного воздуха наблюдаются в системе дымоходов, ведущих к дымососу или дымовой трубе, через неплотности дымовых приборов. В отдельных случаях коэффициент расхода воздуха перед дымососом достигает значений от 2 до 5 и даже более в зависимости от типа печи и ее состояния. Поэтому количество дымовых газов, идущих через дымосос или дымовую трубу, определяется по коэффициенту расхода воздуха, взятому с учетом подсосов окружающего воздуха при их движении по системе печи, дымоходов и боронов

$$V_{\text{дм}} = B[V_a + (\alpha_{\text{общ}} - 1)L_0] \text{ нм}^3/\text{ч}, \quad (50)$$

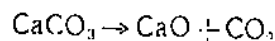
где $\alpha_{\text{общ}}$ — общий коэффициент расхода воздуха на рассматриваемом участке печи, полученный по анализу дымовых газов работающих печей или принятый в расчетах на основании практических данных.

При определении объема продуктов горения, проходящих по системе печи, необходимо также учитывать количество газов, образующихся от испарения влаги и разложения карбонатов при обжиге материалов. Количество выделившихся при дегазации продуктов определяется по содержанию в обжиговых материалах $CaCO_3$, $MgCO_3$ и влаги.

При испарении влаги w (кг/ч) образуется водяных паров

$$\text{H}_2\text{O} = \frac{w}{0,804} \text{ нм}^3/\text{ч}.$$

При разложении CaCO_3 выход CO_2 определяется по соотношению

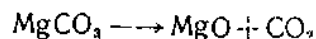


$$1,00 \text{ кг} \quad 0,56 \text{ кг} + 0,44 \text{ кг},$$

$$\text{т. е. } 1 \text{ кг } \text{CaCO}_3 \text{ дает } \frac{0,44}{1,977} = 0,224 \text{ нм}^3 \text{CO}_2;$$

$$\text{на } 1 \text{ кг } \text{CaO} \text{ выделяется } \frac{1,00}{0,56} \cdot 0,224 = 0,40 \text{ нм}^3 \text{CO}_2.$$

При разложении MgCO_3 выход CO_2 составит:



$$1,00 \text{ кг} \quad 0,478 \text{ кг} + 0,522 \text{ кг},$$

$$\text{т. е. } 1 \text{ кг } \text{MgCO}_3 \text{ дает } \frac{0,522}{0,478} = 0,264 \text{ нм}^3 \text{CO}_2;$$

$$\begin{aligned} \text{на } 1 \text{ кг } \text{MgO} \text{ выделяется } \frac{1,00}{0,478} \cdot 0,264 = \\ = 0,553 \text{ нм}^3 \text{CO}_2 (\text{см. табл. 12}). \end{aligned}$$

§ 6. Температура горения

При расчетах процесса горения топлива определяют теоретическую температуру, учитывающую тепловыделения без потерь и действительную температуру газов, усредненную по массе и приближенную к практическим условиям.

Теоретическая температура горения может быть определена с достаточно высокой точностью, однако действительная температура печных или топочных газов находится приближенно вследствие того, что расчетом трудно учесть конструктивные особенности топливосжигающих устройств и конкретные условия эксплуатации печей. Теоретическая температура обычно рассчитывается для продуктов полного горения топлива с учетом диссоциации CO_2 и H_2O , значительно влияющей на температуру горения при значениях последней выше 1600° . При условии, когда все тепло от горения топлива, а также физическое тепло подогрева топлива и воздуха будут переданы только продуктам горения, баланс тепла может быть выражен формулой

$$Q_{\text{н}}^0 + c_{\text{т}} t_{\text{т}} + c_{\text{воз}} t_{\text{воз}} L_{\text{а}} - q_{\text{дис}} = V_{\text{а}}' i_{\text{обш}} \quad (51)$$

где $Q_{\text{н}}^0$ — теплотворная способность топлива, кДж/кг (кДж/нм³);

$c_{\text{т}} t_{\text{т}} = i_{\text{т}}$ — физическое тепло топлива, кДж/кг (кДж/нм³);

$c_{\text{воз}} t_{\text{воз}} = i_{\text{т}}$ — физическое тепло воздуха, кДж/нм³;

$q_{\text{дис}}$ — теплота диссоциации, кДж/нм³;

$V_{\text{а}}$ — объем продуктов горения с учетом диссоциации, нм³/кг (нм³/нм³);

$i_{\text{обш}} = c_0' t$ — общее теплосодержание (энтальпия) продуктов горения, кДж/нм³.

Из уравнения (51) общее тепло продуктов сгорания равно:

$$i_{\text{обш}} = \frac{Q_{\text{н}}^0}{V_{\text{а}}'} + \frac{i_{\text{т}}}{V_{\text{а}}'} + \frac{i_{\text{воз}} t_{\text{а}}}{V_{\text{а}}'} - \frac{q_{\text{дис}}}{V_{\text{а}}'} \text{ кДж/нм}^3 \quad (52)$$

или

$$i_{\text{обш}} = i_{\text{х}} + i_{\text{т}} + i_{\text{воз}} - i_{\text{дис}} \text{ кДж/нм}^3,$$

где

$$i_{\text{х}} = \frac{Q_{\text{н}}^0}{V_{\text{а}}'} \text{ — теплота сгорания топлива (химическая),}$$

отнесенная к 1 нм³ продуктов горения, кДж/нм³;

$$i_{\text{т}} = \frac{i_{\text{т}}}{V_{\text{а}}'} \text{ — теплота нагрева топлива, отнесенная к}$$

1 нм³ продуктов горения, кДж/нм³;

$$i_{\text{воз}} = \frac{i_{\text{воз}} t_{\text{а}}}{V_{\text{а}}'} \text{ — теплота нагрева воздуха, отнесенная к}$$

1 нм³ продуктов горения, кДж/нм³;

$$i_{\text{дис}} = \frac{q_{\text{дис}}}{V_{\text{а}}'} \text{ — теплота диссоциации, отнесенная к 1 нм}^3 \text{ продуктов горения, кДж/нм}^3.$$

После определения энтальпии продуктов горения находят температуру горения. Наиболее просто эта задача решается без учета диссоциации продуктов горения (CO_2 и H_2O). В этом случае температура горения находится с помощью таблиц теплоемкостей или теплосодержаний (энтальпии) газов и называют ее калориметрической.

При расчете температуры горения с учетом диссоциации приближенно учитывают только две реакции равновесия:



которые показывают, что в составе продуктов горения при наличии кислорода будут присутствовать несгоревшие CO и H₂. При этом объемы отдельных составляющих продуктов горения выражаются формулами:

$$\begin{aligned} V'_{CO} &= (1-a)V_{CO_2}; & V'_{CO} &= aV_{CO_2}; & V'_{H_2O} &= (1-b)V_{H_2O}; \\ V'_{H_2} &= bV_{H_2O}; & V'_{O_2} &= V_{O_2} + 0,5(aV_{CO_2} + bV_{H_2O}); & V'_{N_2} &= V_{N_2}. \end{aligned}$$

Суммируя, получим:

$$V'_a = V_a + 0,5(aV_{CO_2} + bV_{H_2O}) \text{ нм}^3/\text{кг} (\text{нм}^3/\text{нм}^3), \quad (55)$$

где a — коэффициент, характеризующий степень диссоциации CO₂ по реакции (53);

b — степень диссоциации H₂O по реакции (54).

Для численного нахождения коэффициентов a и b надо знать константы равновесия указанных реакций, значения которых зависят от парциальных давлений газов и температуры

$$K_a = \frac{p_{CO_2}^2}{p_{CO} p_{O_2}}; \quad K_b = \frac{p_{H_2O}^2}{p_{H_2} p_{O_2}}.$$

Парциальные давления отдельных составляющих продуктов горения при общем давлении p (атм) определяются по составу продуктов горения, например

$$\begin{aligned} p_{CO_2} &= \frac{(1-a)V_{CO_2}}{V_a + 0,5(aV_{CO_2} + bV_{H_2O})}; \\ p_{CO} &= \frac{aV_{CO_2}}{V_a + 0,5(aV_{CO_2} + bV_{H_2O})}; \\ p_{O_2} &= \frac{V_{O_2} + 0,5(aV_{CO_2} + bV_{H_2O})}{V_a + 0,5(aV_{CO_2} + bV_{H_2O})}. \end{aligned}$$

Подставляя эти значения парциальных давлений газов в уравнение константы равновесия реакции (53), получим:

$$K_a = \frac{(1-a)^2}{a^2} \cdot \frac{1 + 0,5(ap_{CO_2} + bp_{H_2O})}{p_{O_2} + 0,5(ap_{CO_2} + bp_{H_2O})}, \quad (56)$$

аналогично для реакции (54) имеем:

$$K_b = \frac{(1-b)^2}{b^2} \cdot \frac{1 + 0,5(ap_{CO_2} + bp_{H_2O})}{p_{O_2} + 0,5(ap_{CO_2} + bp_{H_2O})}. \quad (57)$$

Для определения коэффициентов диссоциации a и b можно воспользоваться следующими значениями констант равновесия

в зависимости от температуры для системы продуктов сгорания газов [18]:

T°K	lgK _a	lgK _b
2000	5,70	7,04
2200	4,20	5,82
2400	3,08	4,82
2600	2,00	4,00
2800	1,12	3,26
3000	0,45	2,62

Расчетные данные коэффициентов диссоциации a и b для продуктов горения природного газа в зависимости от температуры при различных коэффициентах расхода воздуха представлены на рис. 1. Учитывая, что состав продуктов горения других топлив несколько отличается от состава продуктов горения природного газа, использование графика рис. 1 для расчетов горения других видов топлива может дать погрешность, особенно в случае высоких температур горения.

Теплота диссоциации определяется по формуле

$$\begin{aligned} i_{\text{дис}} &= i_{\text{дис}}^{CO_2} + \\ &+ i_{\text{дис}}^{H_2O} \text{ кДж/нм}^3 \text{ прод. гор.}, \end{aligned} \quad (58)$$

где

$$i_{\text{дис}}^{CO_2} = \frac{aV_{CO_2}Q_{CO}}{V'_a} \text{ кДж/нм}^3 \text{ прод. гор.}; \quad (59)$$

$$i_{\text{дис}}^{H_2O} = \frac{bV_{H_2O}Q_{H_2}}{V'_a} \text{ кДж/нм}^3 \text{ прод. гор.}; \quad (60)$$

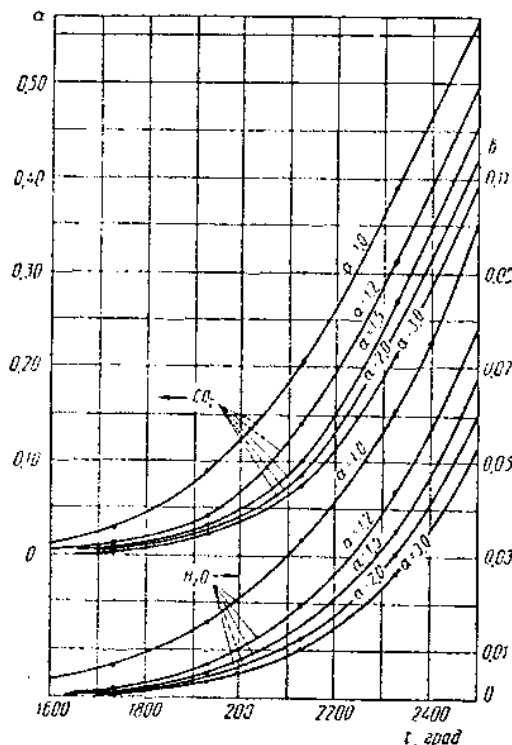


Рис. 1. Зависимость коэффициентов диссоциации продуктов горения природного газа (CO₂ и H₂O) от температуры

здесь V_{CO_2} и $V_{\text{H}_2\text{O}}$ — объемы продуктов горения CO_2 и H_2O до диссоциации (без учета диссоциации);

V_a — общий объем продуктов горения с учетом диссоциации;

Q_{CO} и Q_{H_2} — эндотермические тепловые эффекты диссоциации, значения которых в зависимости от температуры приведены в табл. 2 [18].

Таблица 2

Значение эндотермических тепловых эффектов диссоциации

Теплота диссоциации	Температура, град					
	298	1000	1500	2000	2500	3000
$Q_{\text{CO}}, \text{кДж/м}^3 \text{CO}$	16 410	12 650	12 520	12 310	12 350	12 480
$Q_{\text{H}_2}, \text{кДж/м}^3 \text{H}_2$	10 800	11 180	11 260	11 180	10 930	10 300

Аналитический расчет теоретической температуры горения представляет довольно сложную задачу, так как коэффициенты диссоциации a и b , объем продуктов горения V_a и теплота диссоциации зависят от температуры горения, которая является искомой величиной в расчете. Поэтому для упрощения задачи определения теоретической температуры горения пользуются $i-t$ -диаграммой, построенной для продуктов горения топлива с учетом диссоциации. Рассчитанная по изложенной выше методике $i-t$ -диаграмма для продуктов горения природного газа приведена на рис. 2 — для низких температур и на рис. 3 — для высоких.

Пунктирные линии на диаграмме рис. 3 соответствуют калориметрической температуре газов (без учета диссоциации), сплошные — теоретической температуре с учетом диссоциации при разных значениях коэффициента расхода воздуха: 1,0; 1,2; 1,5; 2,0 и 3,0. Так как представленная $i-t$ -диаграмма относится к продуктам горения природного газа, то для продуктов горения других видов топлива она дает приближенные значения. Для таких топлив, как бурый уголь, торф и смешанный коксодоменный газ при $Q_H < 8400 \text{ кДж/м}^3$, она дает завышенные значения теоретических температур примерно на 50° в интервале $1600-2000^\circ$. Сравнительно небольшие завышения теоретических температур (на $10-20^\circ$) диаграмма рис. 3 дает для мазута, генераторного газа, каменных углей, антрацита, кокса и для смешанного коксодоменного газа при значениях $Q_H = 8400-12600 \text{ кДж/м}^3$. Без особых погрешностей приведенная $i-t$ -диаграмма пригодна для всех природных газов, коксового газа и смеси коксодоменного газа при $Q_H > 12600 \text{ кДж/м}^3$ [23]. При больших значениях коэффициента расхода воздуха сходимость теоретических температур

для всех видов топлива, найденных по $i-t$ -диаграмме (рис. 2 и 3), увеличивается.

Для того чтобы определить теоретическую температуру горения топлива по $i-t$ -диаграмме, надо найти общее тепло про-

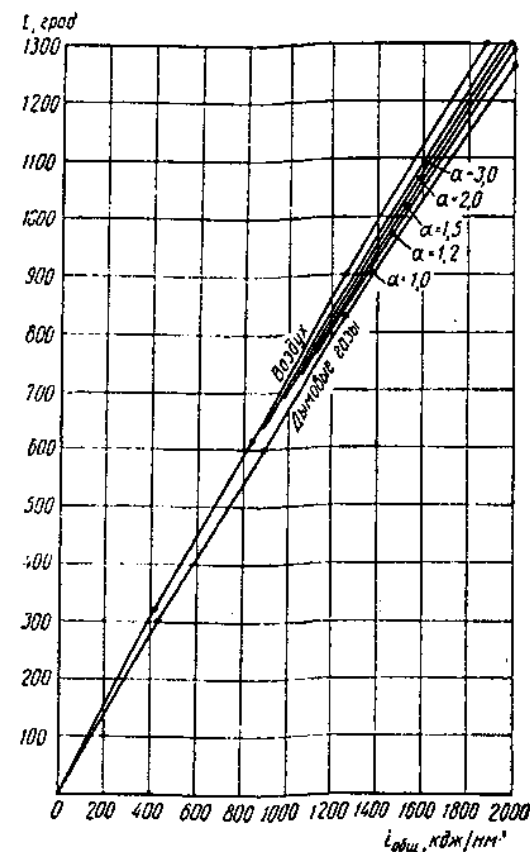


Рис. 2. $i-t$ -диаграмма для низких температур

дуктов полного сгорания по формуле

$$i_{\text{общ}} = i_x + i_r + i_{\text{воз}} \text{ кДж/м}^3$$

или

$$i_{\text{общ}} = \frac{Q_H^p}{V_a} + \frac{c_p t_r}{V_a} + \frac{c_{\text{возд}} t_{\text{возд}} L_a}{V_a} \text{ кДж/м}^3.$$

По величине $i_{\text{общ}}$ можно определить температуру продуктов горения без учета диссоциации (по пунктирным линиям диаграм-

мы рис. 3). В том случае, когда требуется более точное определение температур продуктов горения топлива без учета диссоциации CO_2 и H_2O , например, для температур, не превышающих

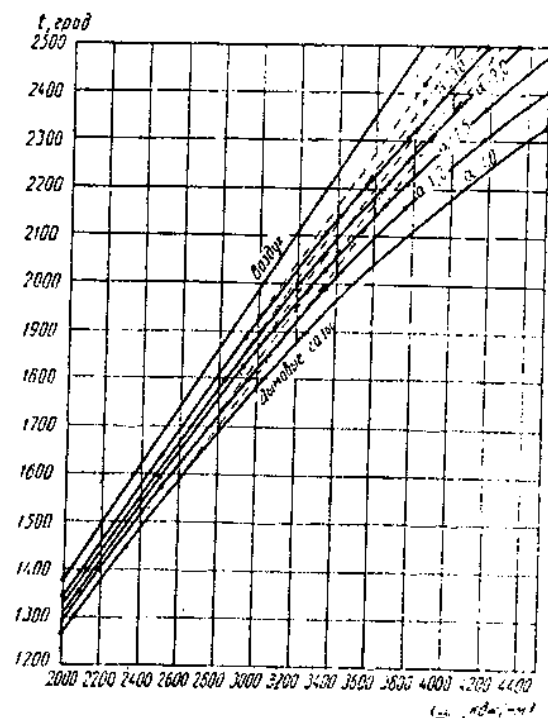


Рис. 3. $i-t$ -диаграмма для высоких температур

1500° (диссоциация имеет малые значения), следует пользоваться таблицей энтальпии газов, приведенной в приложении 8. С помощью последней нетрудно рассчитать и построить $i-t$ -диаграмму для любого состава продуктов горения при различных значениях коэффициента расхода воздуха для любого топлива. С помощью $i-t$ -диаграммы (рис. 3) можно приблизительно определить действительную (практическую) температуру горения. Для этого надо воспользоваться пирометрическим коэффициентом процесса горения, значения которого установлены на основании практических данных работающих печей.

Для определения действительной температуры горения топлива по $i-t$ -диаграмме необходимо найти тепло продуктов сгорания за вычетом потерь в окружающую среду

$$i'_{\text{общ}} = \eta_p i_{\text{общ}} \text{ кДж/кг}^2, \quad (61)$$

где η_p — пирометрический коэффициент процесса горения, учитывающий потери тепла при горении топлива в процессе теплообмена от газов и факела на окружающие их поверхности.

Зная величину $i'_{\text{общ}}$, по $i-t$ -диаграмме находится действительная температура горения с учетом диссоциации при известном коэффициенте расхода воздуха.

Необходимо отметить, что значения коэффициента η_p зависят от вида сжигаемого топлива, способа сжигания и конструкций печей и их топливосжигательных устройств. Примерные значения пирометрического коэффициента процесса горения для определения действительной температуры можно найти в табл. 3.

Таблица 3

Приближенные значения пирометрического коэффициента процесса горения

Тип печи	Вид топлива	η_p
Камерные периодические	Газообразное	0,73—0,78
	Твердое	0,66—0,70
Туннельные	Газ, мазут	0,78—0,83
	Газообразное	0,67—0,73
Шехты	Твердое	0,52—0,62
	Газообразное	0,70—0,75
	Пылевидное	
Вращающиеся	Мазут	0,70—0,75
	Газ	

§ 7. Примеры расчета горения топлива

Расчет горения природного газа

Природный газ Саратовского месторождения.

Состав сухого газа, %

CH_4	C_2H_6	C_3H_8	C_4H_{10}	C_5H_{12}	CO_2	N_2	Сумма
94,0	1,2	0,7	0,4	0,2	0,2	3,3	100,0

Газ сжигается с коэффициентом расхода воздуха $\alpha=1,2$. Воздух, идущий для горения, нагревается до температуры 800°.

Принимаем содержание влаги в газе 1,0%. Пересчитываем состав сухого газа на влажный рабочий газ

$$\text{CH}_4^{\text{в}} = \text{CH}_4 \frac{100 - \text{H}_2\text{O}}{100} = 94,0 \cdot 0,99 = 93,0\%$$

Другие составляющие газа остаются без изменений.

Состав влажного рабочего газа %, %

$\text{CH}_4^{\text{вл}}$	$\text{C}_2\text{H}_6^{\text{вл}}$	$\text{C}_3\text{H}_8^{\text{вл}}$	$\text{C}_4\text{H}_{10}^{\text{вл}}$	$\text{C}_5\text{H}_{12}^{\text{вл}}$	$\text{CO}_2^{\text{вл}}$	$\text{N}_2^{\text{вл}}$	$\text{H}_2\text{O}^{\text{вл}}$	Сумма
93,0	1,2	0,7	0,4	0,2	0,2	3,0	1,0	100,0

Определяем теплоту сгорания газа по формуле (10)

$$Q_k = 358,2 \cdot 93,0 + 637,5 \cdot 1,2 + 912,5 \cdot 0,7 + 1186,5 \cdot 0,4 + 1460,8 \cdot 0,2 = 35485 \text{ кДж/нм}^3.$$

Находим теоретически необходимое количество сухого воздуха по формуле (17)

$$L_0 = 0,0476 (2 \cdot 93 + 3 \cdot 1,2 + 5 \cdot 0,7 + 6 \cdot 0,4 + 8 \cdot 0,2) = 0,0476 \cdot 197,9 = 9,42 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

Принимаем влагосодержание атмосферного воздуха $d=10$ г/кг сух. воз. и находим теоретически необходимое количество атмосферного воздуха с учетом его влажности по формуле (22)

$$L'_0 = 1,016 \cdot 9,42 = 9,57 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

Действительное количество воздуха при коэффициенте расхода $\alpha=1,2$ находим по формуле (23):

$$\text{сухого воздуха } L_a = 1,2 \cdot 9,42 = 11,30 \text{ нм}^3/\text{нм}^3;$$

$$\text{атмосферного воздуха } L'_a = 1,2 \cdot 9,57 = 11,48 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

Определяем количество и состав продуктов горения при $\alpha=1,2$ по формулам (38), (39), (42), (37):

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 (0,2 + 93,0 + 2 \cdot 1,2 + 3 \cdot 0,7 + 4 \cdot 0,4 + 5 \cdot 0,2) = 1,003 \text{ нм}^3/\text{нм}^3;$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 (2 \cdot 93,0 + 3 \cdot 1,2 + 4 \cdot 0,7 + 5 \cdot 0,4 + 6 \cdot 0,2 + 1,0 + 0,16 \cdot 10 \cdot 11,3) = 2,146 \text{ нм}^3/\text{нм}^3;$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,01 \cdot 3,3 + 0,79 \cdot 11,3 = 8,953 \text{ нм}^3/\text{нм}^3;$$

$$V_{\text{O}_2} = 0,21 (1,2 - 1) \cdot 9,42 = 0,396 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

Общее количество продуктов горения составляет:

$$V_a = 1,003 + 2,146 + 8,953 + 0,396 = 12,498 \approx 12,50 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

Определяем процентный состав продуктов горения

$$\text{CO}_2 = \frac{1,003 \cdot 100}{12,50} = 8,0\%; \text{H}_2\text{O} = \frac{2,146 \cdot 100}{12,50} = 17,2\%;$$

$$\text{N}_2 = \frac{8,953 \cdot 100}{12,50} = 71,6\%; \text{O}_2 = \frac{0,396 \cdot 100}{12,50} = 3,2\%;$$

Всего: 100,0%.

Перевод нм^3 в кг производим путем умножения на плотность ρ (см. приложение 6).

* Точность расчета — один знак после запятой.

Составляем материальный баланс процесса горения на 100 нм^3 газа при $\alpha=1,2$.

Материальный баланс процесса горения

Приход	кг	Расход	кг
Природный газ		Продукты горения	
$\text{CH}_4 = 93,0 \cdot 0,717$	66,58	$\text{CO}_2 = 1,003 \cdot 100 \cdot 1,977$	198,50
$\text{C}_2\text{H}_6 = 1,2 \cdot 1,356$	1,63	$\text{H}_2\text{O} = 2,146 \cdot 100 \cdot 0,804$	172,50
$\text{C}_3\text{H}_8 = 0,7 \cdot 2,020$	1,41	$\text{N}_2 = 8,953 \cdot 100 \cdot 1,251$	1120,63
$\text{C}_4\text{H}_{10} = 0,4 \cdot 2,840$	1,13	$\text{O}_2 = 0,396 \cdot 100 \cdot 1,429$	56,50
$\text{C}_5\text{H}_{12} = 0,2 \cdot 3,218$	0,64	Невязка	-0,59
$\text{CO}_2 = 0,2 \cdot 1,977$	0,39		
$\text{N}_2 = 3,3 \cdot 1,251$	4,13		
$\text{H}_2\text{O} = 1,0 \cdot 0,804$	0,80		
Воздух			
$\text{O}_2 = 197,9 \cdot 1,2 \cdot 1,429$	339,80		
$\text{N}_2 = 197,9 \cdot 1,2 \cdot 3,762 \times 1,251$	1116,50		
$\text{H}_2\text{O} = 0,16 \cdot 10 \cdot 11,3 \times 0,804$	14,53		
Итого:	1547,54	Итого:	1547,54

$$\text{Невязка баланса составляет: } \frac{100 \cdot 0,59}{1547,54} = 0,04\%.$$

Определяем теоретическую температуру горения. Для этого находим теплосодержание продуктов горения с учетом подогрева воздуха до $t_{\text{воз}}=800^\circ$ при $\alpha=1,2$.

По $i-t$ -диаграмме (рис. 2) или по приложению 9 находим теплоту нагрева атмосферного воздуха: $i_{\text{воз}}=1110 \text{ кДж/нм}^3$.

$$\text{Тогда } i_{\text{общ}} = \frac{35485}{12,5} + \frac{11,48 \cdot 1110,0}{12,5} = 2840 + 1020 = 3860 \text{ кДж/нм}^3.$$

По $i-t$ -диаграмме (рис. 3) находим теоретическую температуру горения при $\alpha=1,2 - t_{\text{теор}}=2190^\circ$. Калориметрическая температура горения по этой же диаграмме (пунктирные линии) при $\alpha=1,2 - t_k=2310^\circ$.

Для сравнения определим калориметрическую температуру горения с помощью таблиц энтальпий. Задаемся температурами $t_1=2300^\circ$ и $t_2=2400^\circ$. Теплота продуктов горения для температур t_1 и t_2 определяется с помощью приложения 8.

При $t_1=2300^\circ$	При $t_2=2400^\circ$
$\text{CO}_2 = 0,080 \cdot 5658,7 = 452,7$	$\text{CO}_2 = 0,080 \cdot 5930,9 = 474,5$
$\text{H}_2\text{O} = 0,172 \cdot 4643,8 = 798,7$	$\text{H}_2\text{O} = 0,172 \cdot 4887,9 = 840,7$
$\text{N}_2 = 0,716 \cdot 3452,6 = 2472,1$	$\text{N}_2 = 0,716 \cdot 3615,5 = 2588,7$
$\text{O}_2 = 0,032 \cdot 3656,5 = 117,0$	$\text{O}_2 = 0,032 \cdot 3831,5 = 122,6$
$i_1 = 3840,5 \text{ кДж/нм}^3$	$i_2 = 4026,5 \text{ кДж/нм}^3$

Следовательно: $4026,5 > i_{\text{общ}} > 3840,5$

$$4026,5 - 3840,5 = 186,0 \text{ соответствует } 100\%;$$

$$3850,0 - 3840,5 = 9,5 \quad \Delta t;$$

$$\Delta t = \frac{9,5 \cdot 100}{186} = 5^\circ, \text{ откуда } t_k = 2300 + 5 = 2305^\circ.$$

Примечание. При аналитическом расчете калориметрической температуры горения топлива можно использовать также следующее уравнение баланса тепла:

$$Q_{\text{н}} + i_{\text{воз}} L_{\text{а}}' + i_{\text{газ}} = i_{\text{CO}_2} V_{\text{CO}_2} + i_{\text{H}_2\text{O}} V_{\text{H}_2\text{O}} + i_{\text{N}_2} V_{\text{N}_2} + i_{\text{O}_2} V_{\text{O}_2} \text{ кДж/нм}^3,$$

где V_{CO_2} , $V_{\text{H}_2\text{O}}$, V_{N_2} и V_{O_2} — выражены в $\text{нм}^3/\text{нм}^3$ топ.

Однако для расчетов этот метод менее удобен.

Определяем действительную температуру горения при коэффициенте $\eta_{\text{п}} = 0,8$:

расчетное теплосодержание составит:

$$i'_{\text{общ}} = i_{\text{обы}} \eta_{\text{п}} = 3850 \cdot 0,8 = 3080 \text{ кДж/нм}^3;$$

по $i-t$ -диаграмме (рис. 3) находим действительную температуру горения при $\alpha = 1,2$ с учетом диссоциации $t_r = 1860^\circ$.

Расчет горения мазута

Мазут марки 40. Содержание золы $A^p = 0,2\%$, содержание влаги принимаем $W^p = 3,0\%$. Коэффициент расхода воздуха при сжигании мазута с помощью форсунки низкого давления принимаем $\alpha = 1,2$. Воздух для горения поступает неподогретым.

Состав горючей массы мазута (приложение 4), %

С ^r	Н ^r	О ^r	К ^r	С ^r	Сумма
87,4	11,2	0,5	0,4	0,5	100,0

Определяем состав рабочего топлива. Пользуясь формулой (2), находим содержание элементов в рабочем топливе

$$C^p = C^r \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 87,4 \cdot 0,968 = 84,6\%,$$

$$H^p = 11,2 \cdot 0,968 = 10,8\% \text{ и т. д.}$$

Состав влажного рабочего топлива, %

С ^p	Н ^p	О ^p	К ^p	С ^p	А ^p	W ^p	Сумма
84,6	10,8	0,5	0,4	0,5	0,2	3,0	100,0

Теплоту сгорания мазута находим по формуле (9)

$$Q_{\text{н}} = 339 \cdot 84,6 + 1030 \cdot 10,8 - 108,9(0,5 - 0,5) - 23 \cdot 3,0 = 39\,739 \text{ кДж/кг.}$$

Теоретически необходимое для горения количество сухого воздуха находим по формуле (16)

$$L_{\text{а}} = 0,0889 \cdot 84,6 + 0,265 \cdot 10,8 - 10,40 \text{ нм}^3/\text{кг.}$$

Количество атмосферного воздуха при его влагосодержании $d = 10 \text{ г/кг}$ сух. поз. равно: $L_0' = 1,016 \cdot 10,40 = 10,57 \text{ нм}^3/\text{кг.}$

Действительное количество воздуха при коэффициенте расхода $\alpha = 1,2$: сухого $L_{\text{а}} = 10,40 \cdot 1,2 = 12,48 \text{ нм}^3/\text{кг.}$

атмосферного $L_{\text{а}}' = 10,57 \cdot 1,2 = 12,68 \text{ нм}^3/\text{кг.}$

Количество и состав продуктов полного горения при $\alpha = 1,2$ находим по формулам (33) — (37):

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01855 \cdot 84,6 = 1,569 \text{ нм}^3/\text{кг.}; V_{\text{SO}_2} = 0,007 \cdot 0,5 = 0,0035 \text{ нм}^3/\text{кг.}$$

$$(\text{в сумме } V_{\text{RO}_2} = 1,573 \text{ нм}^3/\text{кг.})$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,112 \cdot 10,8 + 0,0124 \cdot 3,0 + 3,0 + 0,0016 \cdot 10 \cdot 12,48 = 1,447 \text{ нм}^3/\text{кг.};$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot 12,48 + 0,008 \cdot 0,4 = 9,862 \text{ нм}^3/\text{кг.}; V_{\text{O}_2} = 0,21 \cdot 0,2 \cdot 10,40 = 0,437 \text{ нм}^3/\text{кг.}$$

Общее количество продуктов горения при $\alpha = 1,2$

$$V_{\text{а}} = 1,573 + 1,447 + 9,862 + 0,437 = 13,32 \text{ нм}^3/\text{кг.}$$

Процентный состав продуктов горения при $\alpha = 1,2$

$$\text{CO}_2 = \frac{1,573 \cdot 100}{13,32} = 11,8\%; \text{H}_2\text{O} = \frac{1,447 \cdot 100}{13,32} = 10,8\%;$$

$$\text{N}_2 = \frac{9,862 \cdot 100}{13,32} = 74,1\%; \text{O}_2 = \frac{0,437 \cdot 100}{13,32} = 3,3\%.$$

Материальный баланс процесса горения составляется также, как в предыдущем примере.

Определяем теоретическую температуру горения. Для этого находим общее теплосодержание продуктов горения (без подогрева воздуха и топлива)

$$i'_{\text{общ}} = \frac{Q_{\text{н}}^p}{V_{\text{а}}} = \frac{39\,739}{13,32} = 2980 \text{ кДж/нм}^3.$$

При $i-t$ -диаграмме (рис. 3) при $\alpha = 1,2$ находим теоретическую температуру горения $t_{\text{теор}} = 1815^\circ$.

Определяем действительную температуру горения при коэффициенте $\eta_{\text{п}} = 0,8$:

расчетное теплосодержание равно:

$$i'_{\text{общ}} = i_{\text{обы}} \eta_{\text{п}} = 2980 \cdot 0,8 = 2384 \text{ кДж/нм}^3;$$

по $i-t$ -диаграмме находим действительную температуру горения мазута $t_r = 1500^\circ$.

Расчет горения угольной пыли

Горючая масса Булайшского каменного угля.

Состав горючей массы, %

С ^r	Н ^r	О ^r	К ^r	С ^r	Сумма
80,5	5,5	11,2	1,5	1,3	100,0

Содержание золы $A^c = 24,0\%$, содержание влаги в рабочем (пылевидном) топливе $W^p = 2,0\%$. Коэффициент расхода воздуха принимаем $\alpha = 1,2$. Температура подогрева вторичного воздуха (70% от общего количества) равна $t_a = 400^\circ$. Первичный воздух (30%) холодный. Определяем состав рабочего топлива.

Содержание золы в рабочем топливе по формуле (1)

$$A^p = A^c \frac{100 - W^p}{100} = 24,0 \frac{100 - 2,0}{100} = 23,5\%.$$

Содержание других элементов в рабочем топливе:

$$C^p = C^c \frac{100 - (A^p + W^p)}{100} = 80,5 \cdot 0,745 = 60,0\%,$$

$$H^p = 5,5 \cdot 0,745 = 4,1\%, \quad N^p = 1,5 \cdot 0,745 = 1,1\%,$$

$$O^p = 11,2 \cdot 0,745 = 8,3\%, \quad S^p = 1,3 \cdot 0,745 = 1,0\%.$$

Состав рабочего топлива, %

C^p	H^p	N^p	O^p	S^p	A^p	W^p	Сумма
60,0	4,1	1,1	8,3	1,0	23,5	2,0	100,0

Определяем теплоту сгорания рабочего топлива по формуле (9)

$$Q_H = 339 \cdot 60,0 + 1030 \cdot 4,1 - 108,9 (8,3 - 1,0) - 25 \cdot 2,0 = 23732 \text{ кДж/кг}.$$

Находим теоретически необходимое количество сухого воздуха по формуле (16)

$$L_0 = 0,0889 \cdot 60,0 + 0,265 \cdot 4,1 - 0,0333 (8,3 - 1,0) = 6,18 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

С учетом влажности атмосферного воздуха при $d = 10 \text{ г/кг}$ сух. воз. получим:

$$L'_0 = (1 + 0,0016d) L_0 = 1,016 \cdot 6,18 = 6,27 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

Определяем действительное количество воздуха при $\alpha = 1,2$:
сухого $L_a = 1,2 \cdot 6,18 = 7,41 \text{ н.м}^3/\text{кг}$,

атмосферного $L'_a = 1,2 \cdot 6,27 = 7,52 \text{ н.м}^3/\text{кг}$.

Состав и количество продуктов горения при $\alpha = 1,2$ находим по формулам (33) — (37):

$$V_{CO_2} = 0,01855 \cdot 60,0 = 1,113 \text{ н.м}^3/\text{кг}, \quad V_{SO_2} = 0,007 \cdot 1,0 = 0,007 \text{ н.м}^3/\text{кг},$$

$$V_{H_2O} = 0,112 \cdot 4,1 + 0,0124 \cdot 2,0 + 0,0016 \cdot 10 \cdot 7,41 = 0,603 \text{ н.м}^3/\text{кг};$$

$$V_{N_2} = 0,79 \cdot 7,41 + 0,005 \cdot 1,1 = 5,859 \text{ н.м}^3/\text{кг};$$

$$V_{O_2} = 0,21 \cdot 0,2 \cdot 6,18 = 0,260 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

Общий объем продуктов горения при $\alpha = 1,2$

$$V_a = 1,113 + 0,007 + 0,603 + 5,859 + 0,260 = 7,84 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

Определяем процентный состав продуктов горения

$$CO_2 = \frac{100}{7,84} \cdot 1,113 = 12,76 \cdot 1,113 = 14,2\%; \quad SO_2 = 12,76 \cdot 0,007 = 0,1\%;$$

$$H_2O = 12,76 \cdot 0,603 = 7,7\%; \quad N_2 = 12,76 \cdot 5,859 = 74,7\%;$$

$$O_2 = 12,76 \cdot 0,26 = 3,3\%;$$

Всего: 100,0%.

Составляем материальный баланс процесса горения на 100 кг топлива при $\alpha = 1,2$.

Материальный баланс процесса горения

Приход	кг	Расход	кг
Топливо	100,0	Зола (шлак)	23,5
Воздух:		Продукты горения:	
$O_2 = 100 \cdot 7,41 \cdot 0,21 \times$	222,0	$CO_2 = 100 \cdot 1,113 \cdot 1,977$	220,0
$\times 1,429$		$SO_2 = 100 \cdot 0,007 \cdot 2,852$	2,0
$N_2 = 100 \cdot 7,41 \cdot 0,79 \times$	731,0	$H_2O = 100 \cdot 0,603 \cdot 0,804$	48,4
$\times 1,251$		$N_2 = 100 \cdot 5,859 \cdot 1,251$	732,0
$H_2O = 0,16 \cdot 10 \cdot 7,41 \times$	9,5	$O_2 = 100 \cdot 0,26 \cdot 1,429$	37,2
$\times 0,804$		Невязка	-0,6
Итого:	1062,5	Итого:	1062,5

Невязка баланса составляет:

$$\frac{100 \cdot 0,6}{1062,5} = 0,057\%.$$

Определяем действительную температуру горения угольной пыли. Находим общее теплосодержание продуктов горения, считая, что только 70% (вторичного) воздуха подогрето до 400° . По $i-t$ -диаграмме (рис. 2) или по приложению 9 находим для $t = 400^\circ$ теплоту нагрева $i'_{H_2O} = 535,9 \text{ кДж/н.м}^3$.

$$\text{тогда } i_{\text{общ}} = \frac{23732}{7,84} + 0,7 \cdot \frac{7,52 \cdot 535,9}{7,84} = 3390 \text{ кДж/н.м}^3.$$

Расчетное тепло продуктов горения при $\eta_b = 0,75$

$$i'_{\text{общ}} = i_{\text{общ}} \eta_b = 3390 \cdot 0,75 = 2540 \text{ кДж/н.м}^3.$$

По $i-t$ -диаграмме находим действительную температуру горения $t_b = 1590^\circ$.

Расчет горения смеси топлива

Топливо может сжигаться в печах в виде смесей двух газов, двух или трех видов твердых топлив, газа совместно с жидким топливом и т. п.

Сжигание смешанных топлив производится с целью получения необходимой теплоты сгорания, а также получения необходимых свойств сжигаемого топлива по зольности, содержанию летучих, светимости факела и т. п. Исходя из этого рассчитывается состав смеси.

Средний элементарный состав двух твердых топлив (как и двух газообразных топлив) рассчитывается по следующей формуле:

$$C_{см}^P = aC_1^P + (1-a)C_2^P, \quad (62)$$

где $a = \frac{B_1}{B_1 + B_2}$ — доля топлива B_1 в смеси;

B_1 и B_2 — вес одного и вес другого топлива в смеси, кг (%).

Для определения количества B_1 и B_2 исходят из расчета необходимой теплоты сгорания смешанного топлива или необходимого состава по содержанию в смеси топлив зольности, летучих и т. п.

Например, требуется рассчитать смесь двух топлив, чтобы получить теплоту сгорания $Q_R^P = 21\,770$ кДж/кг. Теплота сгорания первого топлива $Q_{H_1}^P = 27\,200$ кДж/кг, второго $Q_{H_2}^P = 20\,000$ кДж/кг.

По формуле (62) находим:

$$21\,770 = a \cdot 27\,200 + (1-a) \cdot 20\,000; \quad a = 0,246.$$

Следовательно, количество первого топлива в смеси будет 24,6%, второго 75,4%.

Количество воздуха, необходимого для горения, и выход продуктов горения при этом определяются по среднему элементарному составу смеси как для одного твердого или одного газообразного топлива.

Температура горения определяется также по общей теплоте сгорания смеси.

Расход воздуха, объем продуктов горения и их теплосодержание можно определить вначале отдельно для каждого вида топлива, а затем по соотношению количеств для смеси.

Расчет горения смеси газообразного топлива с жидким

Если по расчету известно теоретически необходимое количество воздуха для горения газа $L_0^{газ}$ (нм³/нм³), теоретически необходимое количество воздуха для горения мазута L_0^M (нм³/кг), количество мазута d (кг/нм³), приходящееся на 1 нм³ газа, то теоретически необходимое количество воздуха для горения смеси находится по формуле

$$L_0^{см} = L_0^{газ} + dL_0^M \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

Генераторный газ $Q_H = 5860$ кДж/нм³ и мазут $Q_H^M = 40\,400$ кДж/кг, которые сжигаются с помощью газомазутной горелки. Количество сжигаемого мазута составляет 0,1 кг/нм³ газа. Коэффициент расхода воздуха $a=1,2$, температура воздуха 400° (расчет приводим в сокращенном виде).

Теоретически необходимое количество воздуха для горения газа $L_0^{газ} = 1,22$ нм³/нм³ и для горения мазута $L_0^M = 10,55$ нм³/кг.

Теоретически необходимое количество воздуха для сжигания смеси

$$L_0^{см} = 1,22 + 0,1 \cdot 10,55 = 2,28 \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ газ.}$$

Действительное количество воздуха

$$L_a^{см} = aL_0^{см} = 1,2 \cdot 2,28 = 2,74 \text{ нм}^3/\text{нм}^3 \text{ газ.}$$

Объем продуктов горения (определяется в отдельности для каждого топлива)

$$V_a^{газ} = 2,265 \text{ нм}^3/\text{нм}^3; \quad V_a^M = 13,33 \text{ нм}^3/\text{кг.}$$

Объем продуктов горения смеси

$$V^{см} = 2,265 + 0,1 \cdot 13,33 = 3,60 \text{ нм}^3/\text{нм}^3.$$

Тепло продуктов горения при $i'_{H_{O_2}} = 535,9$ кДж/нм³

$$i_{общ}^{см} = \frac{Q_H^P + gQ_H^{P,M} + i'_{H_{O_2}} L_a^{см}}{V_a^{см}} \text{ кДж/нм}^3; \quad (63)$$

$$i_{общ}^{см} = \frac{5860 + 0,1 \cdot 40\,400 + 535,9 \cdot 2,74}{3,60} = 3140 \text{ кДж/нм}^3.$$

Действительная температура горения при $\eta_H = 0,75$

$$i'_{общ} = i_{общ} \cdot 0,75 = 3140 \cdot 0,75 = 2360 \text{ кДж/нм}^3.$$

По $i-t$ -диаграмме (рис. 3) находим $t_r = 1490^\circ$.

Расчет горения смешанного газа

Сжигается коксовый газ в смеси с доменным газом.

Состав сухого коксового газа, %

H ₂	CO	CH ₄	C _m H _n	H ₂ S	CO ₂	O ₂	N ₂	Сумма
57,0	6,5	22,8	2,7	0,4	2,9	0,8	7,5	100,0

Температура коксового газа $t_r = 30^\circ$.

По табл. 1 находим содержание влаги в газе $\omega = 35,1$ г/нм³ сух. газ. при температуре $t_r = 30^\circ$.

Количество водяных паров в газе по формуле (4)

$$H_2O = \frac{100w}{804 + w} = \frac{3510}{839,1} = 4,2\%$$

тогда $H_2^{в\lambda} = H_2^s \frac{100 - 4,2}{100} = 57,0 \cdot 0,958 = 54,6\%$

$$\begin{aligned} CO &= 6,5 \cdot 0,958 = 6,2\%; & H_2S &= 0,4 \cdot 0,958 = 0,4\%; \\ CH_4 &= 22,8 \cdot 0,958 = 21,8\%; & CO_2 &= 2,3 \cdot 0,958 = 2,2\%; \\ C_mH_n &= 2,7 \cdot 0,958 = 2,6\%; & O_2 &= 0,8 \cdot 0,958 = 0,8\%; \\ & & N_2 &= 7,5 \cdot 0,958 = 7,2\% \end{aligned}$$

Рабочий состав коксового газа, %

$H_2^{в\lambda}$	$CO^{в\lambda}$	$CH_4^{в\lambda}$	$C_mH_n^{в\lambda}$	$H_2S^{в\lambda}$	$CO_2^{в\lambda}$	$O_2^{в\lambda}$	$N_2^{в\lambda}$	H_2O	Сумма
54,6	6,2	21,8	2,6	0,4	2,2	0,8	7,2	4,2	100,0

Состав сухого доменного газа, %

H_2	CO	CH_4	CO_2	N_2	Сумма
2,7	28,0	0,3	10,5	58,5	100,0

При температуре газа 25° содержание влаги $w = 26,0$ г/м³ сух. газ. (табл. 1).

Находим количество водяных паров в доменном газе

$$H_2O = \frac{100 \cdot 26}{804 + 26} = 3,1\%$$

тогда состав влажного доменного газа составит:

$$H_2 = \frac{100 - 3,1}{100} = 2,7 \cdot 0,969 = 2,6\%; \quad CO = 28,0 \cdot 0,969 = 27,1\%;$$

$$CH_4 = 0,3 \cdot 0,969 = 0,3\%; \quad CO_2 = 10,5 \cdot 0,969 = 10,2\%;$$

$$N_2 = 58,5 \cdot 0,969 = 56,7\%$$

Находим теплоту сгорания по формуле (11):
коксового газа

$$Q_H^k = 126,5 \cdot 6,2 + 107,6 \cdot 54,6 + 358,2 \cdot 21,8 + 587 \cdot 2,6 + 231 \cdot 0,4 = 16080 \text{ кДж/м}^3$$

доменного газа

$$Q_H^d = 126,5 \cdot 27,1 + 107,6 \cdot 2,6 + 358,2 \cdot 0,3 = 3810 \text{ кДж/м}^3$$

Если задана теплота сгорания смешанного газа, то количество отдельных газов в смеси находится по формуле (62). Если задана температура горения

топлива, то теплота сгорания смешанного топлива рассчитывается. Например, принимаем действительную температуру горения топлива в печи при $\eta_k = 0,8$ и $\alpha = 1,10$ равной 1650°: воздух, идущий для горения, подогревается до 800°. По $i - t$ диаграмме находим для $t_r = 1650^\circ$, $i_{обш} = 2680 \text{ кДж/м}^3$.

$$\text{тогда } i_{обш} = \frac{2680}{0,8} = 3350 \text{ кДж/м}^3$$

Для смеси топлив

$$i_{обш} = \frac{aQ_H^k + (1-a)Q_H^d + aL_a^k i_{воз}^k + (1-a)L_a^d i_{воз}^d}{aV_a^k + (1-a)V_a^d} \quad (64)$$

где a — доля коксового газа в смеси;

L_a^k — количество воздуха, необходимое для сжигания коксового газа при $\alpha = 1,1 \text{ м}^3/\text{м}^3$;

L_a^d — то же, для доменного газа;

V_a^k, V_a^d — объем продуктов горения соответственно коксового и доменного газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$;

$i_{воз}^k$ — тепло нагрева 1 м³ воздуха, кДж/м^3 .

Из формулы (64) находится значение a .

Определяем необходимое количество воздуха для сжигания коксового газа по формуле (20)

$$L_0^k = 0,0476 (0,5 \cdot 6,2 + 0,5 \cdot 54,6 + 2 \cdot 21,8 + 3 \cdot 2,6 + 1,5 \cdot 0,4 - 0,8) = 3,88 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Действительный расход воздуха при $\alpha = 1,1$

$$L_p^k = 1,1 \cdot 3,88 = 4,27 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Определяем расход воздуха для сжигания доменного газа по формуле (19)

$$L_0^d = 0,0476 (0,5 \cdot 27,1 + 0,5 \cdot 2,6 + 2 \cdot 0,3) = 0,74 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

$$L_a^d = 1,1 \cdot 0,74 = 0,81 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Определяем объем продуктов горения коксового газа по формулам (40), (41), (42), (37):

$$V_{RO_2} = 0,01 (2,2 + 6,2 + 21,8 + 2 \cdot 2,6 + 0,4) = 0,358 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

$$V_{H_2O} = 0,01 (54,6 + 2 \cdot 21,8 + 2 \cdot 2,6 + 0,4 + 4,2 + 0,16 \cdot 10 \cdot 4,27) = 1,15 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

$$V_{N_2} = 0,01 \cdot 7,2 + 0,79 \cdot 4,27 = 3,44 \text{ м}^3/\text{м}^3; \quad V_{O_2} = 0,21 (1,1 - 1) \times 3,88 = 0,082 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

$$V_p^k = 0,358 + 1,15 + 3,44 + 0,082 = 5,03 \text{ м}^3/\text{м}^3$$

Объем продуктов горения доменного газа находим по тем же формулам:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 (10,2 + 27,1 + 0,3) = 0,376 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 (2,6 + 2 \cdot 0,3 + 3,1 + 0,16 \cdot 10 \cdot 0,81) = 0,076 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,01 \cdot 56,7 + 0,79 \cdot 0,81 = 1,207 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{\text{O}_2} = 0,21 (1,1 - 1) \cdot 0,74 = 0,015 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_a^* = 0,376 + 0,076 + 1,207 + 0,015 = 1,67 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Теплосодержание воздуха при $t_{\text{воз}} = 800^\circ$ — $i_{\text{воз}} = 1106,6$. Находим величину a по уравнению (64)

$$3350 = \frac{a \cdot 16080 + (1 - a) \cdot 3810 + a \cdot 4,27 \cdot 1106,6 + (1 - a) \cdot 0,81 \cdot 1106,6}{a \cdot 5,03 + (1 - a) \cdot 1,67};$$

$a = 0,185$, т. е. 18,5% в смеси должно быть коксового газа и 81,5% доменного газа.

Теплота сгорания данного смешанного газа

$$Q_{\text{н}}^{\text{см}} = 0,185 \cdot 16080 + 0,815 \cdot 3810 = 6070 \text{ кДж/м}^3.$$

Глава III

РАСЧЕТЫ ТЕПЛООБМЕНА В ПЕЧАХ

Тепло, выделяемое в процессе горения топлива, в рабочем пространстве печи передается поверхности нагреваемых изделий или материалов и внутренней поверхности футеровки (огнеупорной кладке). В результате теплообмена происходит нагрев шихтовых материалов или изделий, нагрев транспортирующих устройств и передача тепла через стенки печи в окружающую среду. Интенсивность этих процессов теплообмена зависит от конструкции печи, метода сжигания топлива и температурного режима работы.

В пламенных высокотемпературных печах с большим свободным объемом рабочего пространства (стекловаренные печи, зоны спекания вращающихся печей) основным теплоносителем служит горящий факел, образующийся в рабочем пространстве, а также продукты горения, движущиеся от топливосжигающих устройств к дымовым каналам. В этих печах внутренняя поверхность кладки печи играет роль вторичного излучателя тепла. Излучение кладки достигает 40—60% от общего количества тепла, передаваемого на поверхность материалов.

В печах (шахтных, туннельных) с заполненным рабочим пространством обжигаемым материалом или изделиями основным теплоносителем служат продукты горения, движущиеся по узким и извилистым каналам между отдельных кусков или по каналам внутри садки изделий. При этом большую роль в процессе теплоотдачи играет равномерность и скорость движения газов по сечению рабочего пространства. Особенно интенсивно происходит отдача тепла от газов к материалу, находящемуся во взвешенном состоянии в газовом потоке или в «кипящем слое».

Теплообмен в рабочем пространстве печей при нагреве или охлаждении материалов (изделий) разделяют на внешний и внутренний. Внешний теплообмен характеризуется процессами теплоотдачи от движущихся газов к поверхности нагреваемого материала, а также между кладкой печи и поверхностью материала. Внутренний теплообмен характеризуется процессами теплопроводности материала (изделий) и повышением их теплосодержания. Прогрев печных стенок также относится к внутреннему теплообмену.

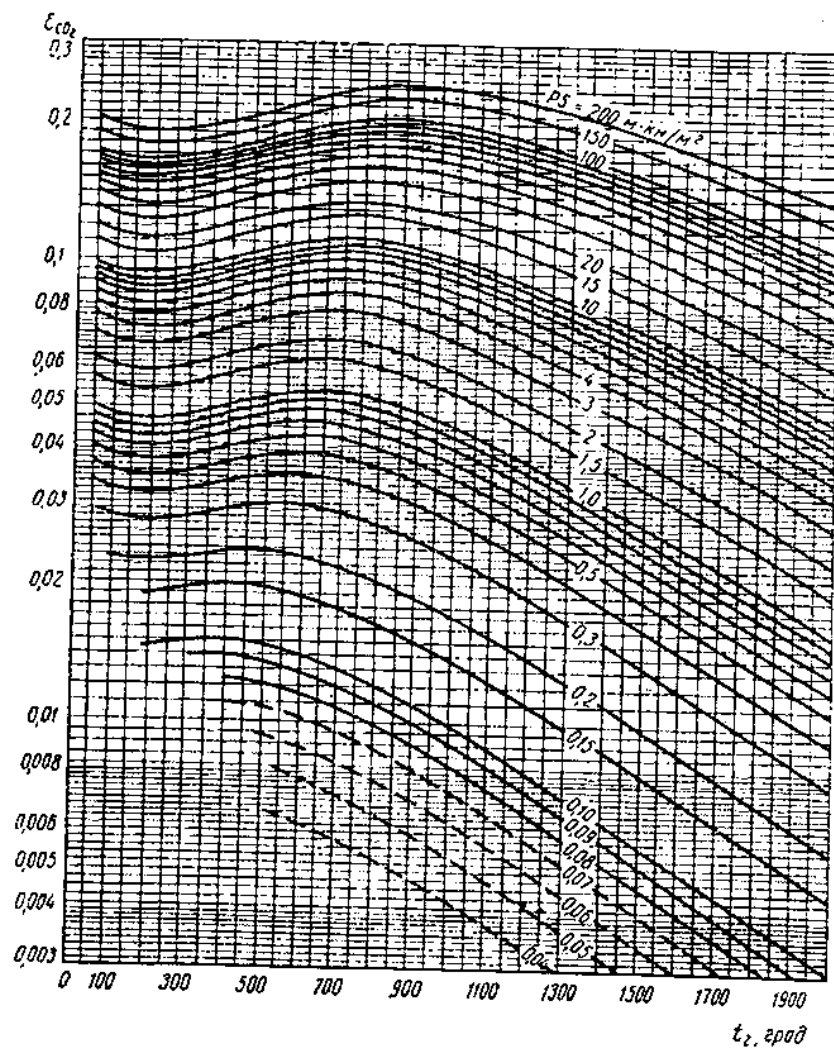


Рис. 4. График для определения степени черноты CO_2

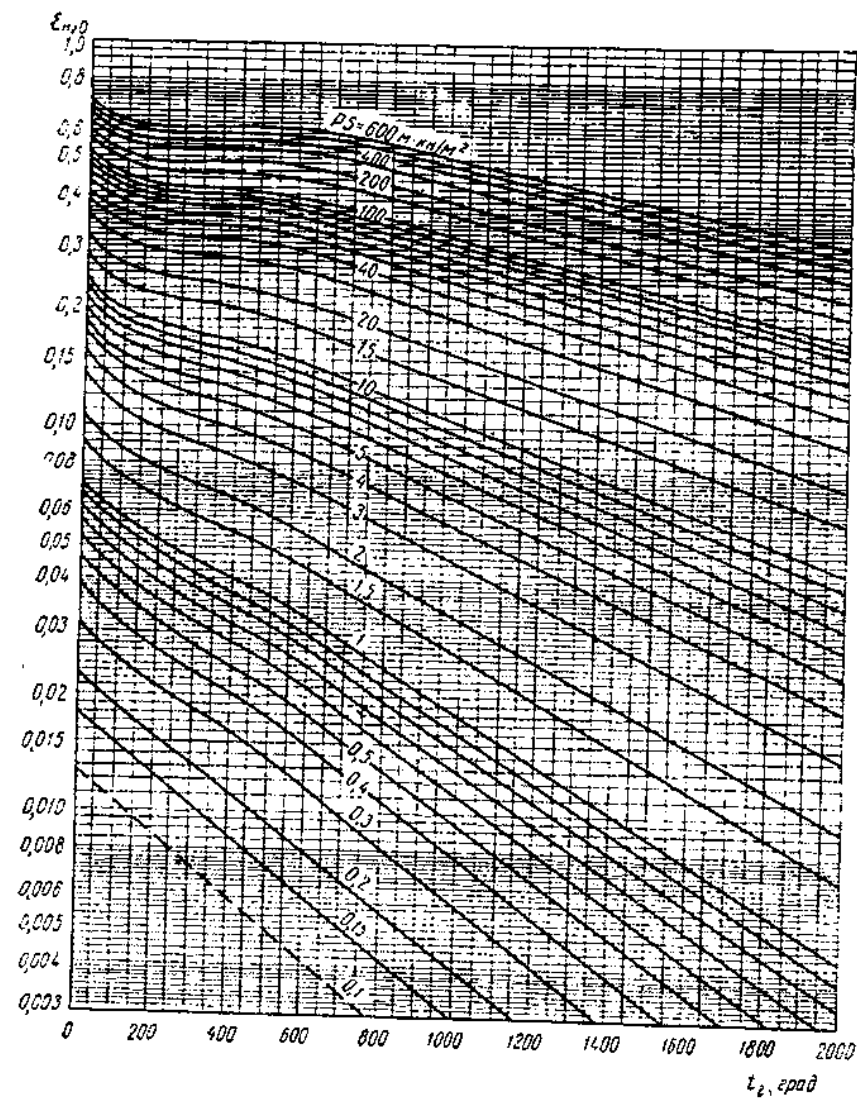


Рис. 5. График для определения степени черноты H_2O

§ 1. Теплоотдача газов и кладки на поверхность материала

В стекловаренных печах или в зонах высоких температур вращающихся и туннельных печей основным видом теплоотдачи газов внутренней поверхности кладки и материалу является излучение. Конвективный теплообмен преобладает над радиационным при пониженных температурах газов (600°) и при относительно высоких скоростях движения (3—5 м/сек). При этих условиях коэффициент теплоотдачи излучением не превышает $10\text{--}12 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$. При движении газов через слой материала лучистый тепловой поток не превышает $6 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$. Здесь основным видом теплоотдачи является конвекция.

При расчетах теплообмена в рабочем пространстве печи в каждом конкретном случае учитывается радиационная и конвективная передача тепла. Передача тепла конвекцией рассчитывается по формулам, приведенным в приложениях 11—13.

Излучающая способность газов зависит от степени их черноты и температуры. Движущиеся в печи продукты горения обычно имеют неодинаковую температуру и светимость в разных сечениях рабочего пространства, в особенности вблизи горящего факела и вблизи нагреваемой поверхности материала. Пламя имеет наибольшую светимость при наличии частиц сажистого углерода, что характерно при сжигании мазута. Для горящего факела степень черноты равна:

$$\epsilon_{\phi} = \epsilon_{\text{газ}} + \epsilon_{\text{саж}} - \Delta\epsilon, \quad (65)$$

где $\epsilon_{\text{газ}}$ — степень черноты излучающих газов CO_2 и H_2O , которая зависит от их парциального давления, эффективной толщины газового слоя и температуры;

$\epsilon_{\text{саж}}$ — степень черноты, определяемая видимым излучением частичек сажистого углерода, взвешенных в газовом потоке, которая зависит от свойств топлива, условий его сжигания и способа сжигания;

$\Delta\epsilon$ — величина поправки на взаимное излучение.

Расчет степени черноты горящего факела представляет довольно сложную задачу, так как трудно оценить величину $\epsilon_{\text{саж}}$.

При расчетах излучения газов в рабочем пространстве печей обычно считают, что продукты горения равномерно заполняют весь объем печного пространства и для упрощения не учитывают отдельно степень черноты горящего факела, занимающего некоторую часть объема газовой среды. Степень черноты газов CO_2 и H_2O находят с помощью графиков (рис. 4, 5 и 6), которые позволяют определить общую степень черноты газа, равную

$$\epsilon_{\text{газ}} = \epsilon_{\text{CO}_2} + \beta \epsilon_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta\epsilon, \quad (66)$$

где ϵ_{CO_2} — степень черноты двуокиси углерода, определяемая в зависимости от температуры газа ($t_{\text{газ}}$) и произведения парциального давления p_{CO_2} на эффективную толщину газового слоя $s_{\text{эф}}$ (рис. 4);

$\epsilon_{\text{H}_2\text{O}}$ — степень черноты водяных паров, определяемая аналогично ϵ_{CO_2} (рис. 5);

β — поправочный коэффициент на парциальное давление водяного пара, зависящий от $p_{\text{H}_2\text{O}}$ и произведения $p_{\text{H}_2\text{O}} s_{\text{эф}}$ (рис. 6);

$\Delta\epsilon$ — поправка на совместное излучение CO_2 и H_2O , которая имеет малые значения и в технических расчетах ее можно не учитывать.

Графики на рис. 4 и 5 позволяют определить степень черноты газа для средних принятых значений состава газов, равномерно распределенных в рабочем пространстве печи при условии равномерного нагрева газов, имеющих одинаковую постоянную температуру по всей толщине газового слоя. Значения парциальных давлений p_{CO_2} и $p_{\text{H}_2\text{O}}$ соответствуют содержанию этих газов в продуктах горения в %.

Эффективная толщина газового слоя определяется по формуле

$$s_{\text{эф}} = \eta \frac{4V}{F} \approx 3,6 \frac{V}{F} \text{ м}, \quad (67)$$

где η — коэффициент эффективности газового излучения, равный 0,85—0,9;

V — объем, заполненный излучающим газом, м^3 ;

F — поверхность стен, ограждающих этот объем газов, м^2 .

Если принять значение $\eta = 0,9$, то для слоя толщиной a , ограниченного двумя параллельными плоскостями, $s_{\text{эф}} = 1,8a$; для слоя цилиндрической формы (длинный цилиндр) диаметром d значение $s_{\text{эф}} = 0,9d$, для шара $s_{\text{эф}} = 0,6d$, для куба со стороной a значение $s_{\text{эф}} = 0,6a$, для короткого цилиндра при $l/d = 1$ при излучении на боковую поверхность $s_{\text{эф}} = 0,6d$, а при излучении на центр торцевой стенки $s_{\text{эф}} = 0,77d$.

Для расчета теплового потока излучением от газов к поверхности стенок (или от стенок к газу, если температура стенок вы-

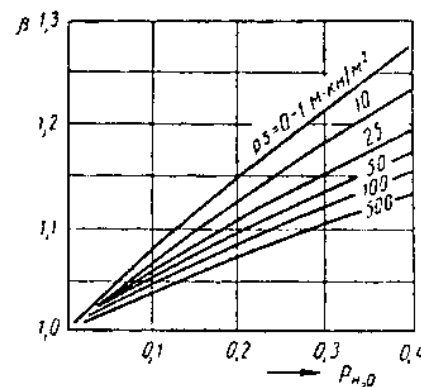


Рис. 6. График для определения поправочного коэффициента на парциальное давление водяного пара

ше, чем температура газа) пользуются формулой Г. Л. Поляка [17]

$$Q_{\text{луч}} = \frac{5,7}{\frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{\epsilon_{\text{ст}}} - 1} \left[\frac{\epsilon_{\text{газ}}}{\epsilon_{\text{ст}}} \left(\frac{T_{\text{газ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right] F \text{ вт}, \quad (68)$$

где ϵ — степень черноты стенки;
 $\epsilon_{\text{ст}}$ и $\epsilon_{\text{газ}}$ — степень черноты газа при температуре стенки трубы и при температуре газа.

Для упрощения расчетов можно принять $\epsilon_{\text{ст}} = \epsilon_{\text{газ}}$, что дает погрешность не более 5% [17], тогда

$$Q_{\text{луч}} = \frac{5,7}{\frac{1}{\epsilon} + \frac{1}{\epsilon_{\text{газ}}} - 1} \left[\left(\frac{T_{\text{газ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 \right] F \text{ вт}. \quad (69)$$

Пример

По трубе диаметром $d=0,6$ м проходят дымовые газы с температурой $t_{\text{газ}}=800^\circ$, содержание $\text{CO}_2=8\%$ и $\text{H}_2\text{O}=16\%$. Степень черноты стенок трубы $\epsilon_{\text{ст}}=0,8$. Требуется определить количество тепла, передаваемое от газов излучением на 1 м^2 поверхности трубы при $t_{\text{ст}}=600^\circ$.

Эффективная толщина газового слоя $s_{\text{эф}}=0,9d=0,9 \cdot 0,6=0,54$ м. Парциальные давления $p_{\text{CO}_2}=8 \text{ кН/м}^2$ и $p_{\text{H}_2\text{O}}=16 \text{ кН/м}^2$, тогда

$$p_{\text{CO}_2} s_{\text{эф}} = 8 \cdot 0,54 = 4,32 \text{ м} \cdot \text{кН/м}^2;$$

$$p_{\text{H}_2\text{O}} s_{\text{эф}} = 16 \cdot 0,54 = 8,64 \text{ м} \cdot \text{кН/м}^2.$$

По графикам рис. 4—6 находим, что при $t_{\text{газ}}=800^\circ$ $\epsilon_{\text{CO}_2}=0,087$; $\kappa'_{\text{H}_2\text{O}}=0,11$; $\beta=1,11$.

По формуле (66)

$$\epsilon_{\text{газ}} = 0,087 + 1,11 \cdot 0,11 = 0,209.$$

По формуле (69) лучистый тепловой поток равен:

$$Q_{\text{луч}} = \frac{5,7}{\frac{1}{0,8} + \frac{1}{0,209} - 1} \left[\left(\frac{800 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{600 + 273}{100} \right)^4 \right] = 8430 \text{ вт/м}^2.$$

При этих условиях коэффициент теплоотдачи излучением

$$\alpha_{\text{луч}} = \frac{Q_{\text{луч}}}{t_{\text{газ}} - t_{\text{ст}}} = \frac{8430}{800 - 600} = 42,1 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Для сравнения определим значение коэффициента теплоотдачи конвекцией при условии скорости движения газов $w_t=2,5 \text{ м/сек}$.

Находим критерий Рейнольдса (см. приложение 12).

$$\text{Re} = \frac{w_t d}{\nu} = \frac{2,5 \cdot 0,6}{0,0001318} = 11380.$$

Коэффициент кинематической вязкости при температуре газа 800° (приложение 12) $\nu=0,0001318 \text{ м}^2/\text{сек}$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией находим по формуле (см. приложение 12)

$$\alpha_k = 0,018 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,8} = 0,018 \frac{0,0915}{0,6} \cdot 11380^{0,8} = 4,8 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

где λ — коэффициент теплопроводности взят из приложения 12.

Суммарный тепловой поток от газов и внутренней поверхности кладки на поверхность нагреваемого материала можно определить по формуле [25]

$$Q_m = c_v \left[\left(\frac{T_{\text{газ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] F_m \text{ вт}, \quad (70)$$

где c_v — видимый коэффициент излучения от газов и кладки на поверхность материала, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}^4$;

$T_{\text{газ}}$ и T_m — абсолютная температура газов и нагреваемого материала, $^\circ\text{K}$;

F_m — лучевоспринимающая поверхность материала, м^2 .

При изменяющейся температуре газов и нагреваемого материала в рабочем пространстве непрерывно работающих печей среднееэффективная разность температур может быть определена по формуле

$$\left(\frac{T_{\text{газ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 = \left[\left(\frac{T_T}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right] \cdot \left[\left(\frac{T_{\text{о.газ}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_m}{100} \right)^4 \right], \quad (71)$$

где T_T — теоретическая температура горения топлива, если сжигание производится в рабочем пространстве печи, $^\circ\text{K}$;

T_m и T'_m — начальная и конечная температуры материала, $^\circ\text{K}$;

$T_{\text{о.газ}}$ — температура газов, отходящих из рабочего пространства (зоны) печи, $^\circ\text{K}$.

Видимый коэффициент излучения от газов и кладки на поверхность материала можно определить по формуле В. И. Тимофеева [16], [25]

$$c_v = 5,7 \epsilon_{\text{газ}} \epsilon_m \frac{\varphi(1 - \epsilon_{\text{газ}}) + 1}{\varphi(1 - \epsilon_{\text{газ}}) [\epsilon_m + \epsilon_{\text{газ}}(1 - \epsilon_m)] + \epsilon_{\text{газ}}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}^4, \quad (72)$$

где $\epsilon_{\text{газ}}$ и ϵ_m — степень черноты газов и поверхности материала;

φ — коэффициент, равный отношению лучевоспринимающей поверхности материала (изделий) F_m к общей внутренней поверхности кладки F_n .

По Д. В. Будрину [16], [25]

$$c_b = 5,7 \epsilon_m K \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}^4, \quad (73)$$

где

$$K = \frac{\frac{1}{\varphi} + 1 - \epsilon_{\text{газ}}}{[\epsilon_m + \epsilon_{\text{газ}}(1 - \epsilon_m)] \frac{1 - \epsilon_{\text{газ}}}{\epsilon_{\text{газ}}} + \frac{1}{\varphi}};$$

$$\frac{1}{\varphi} = \psi = \frac{F_k}{F_m} \text{ — степень развития кладки.}$$

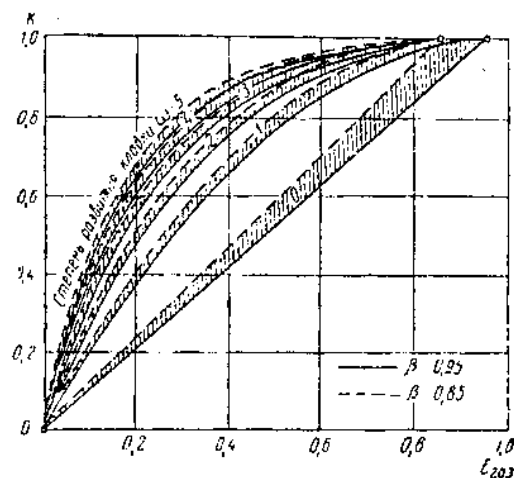


Рис. 7. Значение множителя K для расчета приведенного коэффициента излучения между печными газами и поверхностью материала с учетом косвенного излучения кладки печных стен и свода

Обозначая $\beta = \epsilon_m + \epsilon_{\text{газ}}(1 - \epsilon_m)$, получим:

$$K = \frac{\frac{1}{\varphi} + 1 - \epsilon_{\text{газ}}}{\beta \frac{1 - \epsilon_{\text{газ}}}{\epsilon_{\text{газ}}} + \frac{1}{\varphi}}. \quad (74)$$

Значения множителя K можно найти по графику Д. В. Будрина на рис. 7.

При неполном заполнении пода печи материалом в формулу (73) вместо ϵ_m подставляется эффективная степень черноты материала ϵ'_m [16]

$$\epsilon'_m = \frac{\epsilon_m}{1 - (1 - \epsilon_m) \left(1 - \frac{F'_m}{F_m}\right)},$$

где $\frac{F'_m}{F_m}$ — степень заполнения пода печи материалом;

F'_m — эффективная поверхность нагрева, м^2 ;

F_m — общая площадь пода печи, м^2 .

Если учесть теплоотдачу конвекцией от газа к кладке, от газа к поверхности материала и потери тепла кладкой в окружающую среду теплопроводностью, то видимый коэффициент излучения c'_b будет равен:

$$c'_b = 57 \epsilon_{\text{газ}} \epsilon_m \frac{\varphi(1 - \epsilon_{\text{газ}}) + 1 + K_1 + K_2}{\varphi(1 - \epsilon_{\text{газ}})[\epsilon_m + \epsilon_{\text{газ}}(1 - \epsilon_m)] + \epsilon_{\text{газ}}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}^4, \quad (75)$$

где K_1 — коэффициент, учитывающий конвективный тепловой поток q_k (вт/м^2) от газов к кладке за вычетом тепловых потерь $q_{\text{окр}}$ (вт/м^2) в окружающую среду через кладку

$$K_1 = \frac{(q_k - q_{\text{окр}})(1 - \epsilon_{\text{газ}})}{5,7 \cdot 10^{-8} \epsilon_{\text{газ}} (T_{\text{газ}}^4 - T_m^4)}; \quad (76)$$

K_2 — коэффициент, учитывающий конвективный тепловой поток от газов к поверхности материала

$$K_2 = \frac{q_m \varphi (1 - \epsilon_{\text{газ}}) [\epsilon_m + \epsilon_{\text{газ}}(1 - \epsilon_m)] + q_{m \text{газ}}}{5,7 \cdot 10^{-8} \epsilon_m \epsilon_{\text{газ}} (T_{\text{газ}}^4 - T_m^4)}, \quad (77)$$

где q_k — тепловой поток конвекцией от газов к кладке

$$q_k = \alpha_k (t_{\text{газ}} - t_k) \text{ вт/м}^2;$$

$q_{\text{окр}}$ — тепловые потери кладкой в окружающую среду.

$$q_{\text{окр}} = \frac{1}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} (t_1 - t_{\text{окр}}) \text{ вт/м}^2;$$

q_m — тепловой поток конвекцией от газов к нагреваемому материалу

$$q_m = \alpha'_k (t_{\text{газ}} - t_m) \text{ вт/м}^2.$$

Передача тепла путем конвекции несколько увеличивает тепловой поток, идущий от газов, однако тепловые потери через стенку в окружающую среду уменьшают общее количество тепла, идущее от газов к поверхности материала. Поэтому с незначительной погрешностью можно считать, что $K_1 + K_2 \approx 0$. Это упрощает решение задачи.

Для определения температуры внутренней поверхности печных стенок в зонах высоких температур, которую необходимо

знать для расчетов потерь теплопроводностью в окружающее пространство, можно воспользоваться формулой [16]

$$T_K = \sqrt[4]{T_M^4 + \psi(T_{\text{газ}}^4 - T_M^4)} \text{ } ^\circ\text{K}. \quad (78)$$

Множитель ψ определяем по формуле Будрина

$$\psi = \frac{\omega + 1 - \beta}{\beta \frac{1 - \epsilon_{\text{газ}}}{\epsilon_{\text{газ}}} + \omega}$$

Величина β обычно находится в пределах от 0,85 до 0,95.

Если заданы температуры T_M и T_K , то температуру газов можно определить по формуле

$$T_{\text{газ}} = \sqrt[4]{\frac{T_K^4 - T_M^4(1 - \psi)}{\psi}} \text{ } ^\circ\text{K}. \quad (79)$$

Пример

Определить количество тепла, воспринимаемого стекломассой от газов и кладки ванной печи.

Температура газа средняя по всему объему печного пространства $T_{\text{газ}} = t_{\text{газ}} + 273 = 1650 + 273 = 1923^\circ\text{K}$; степень черноты газа $\epsilon_{\text{газ}} = 0,22$; высота пространства пламени 1,75 м, размеры ванны 6 × 12,5 м; степень черноты кладки $\epsilon_K = 0,8$; степень черноты стекломассы $\epsilon_{\text{ст}} = 0,82$; температура стекломассы $T_{\text{ст}} = 1400 + 273 = 1673^\circ\text{K}$; коэффициент теплоотдачи конвекцией от газов кладке $\alpha_K = 7 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$ и от газов стекломассе $\alpha_{\text{ст}} = 15 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$; кладка стен печи динасовая толщиной 300 мм.

Тепловой поток на стекломассу находим по формуле (70)

$$Q_{\text{ст}} = 0,001 c_{\text{в}} \left[\left(\frac{1923}{100} \right)^4 - \left(\frac{1673}{100} \right)^4 \right] F_{\text{ст}} \text{ квт.}$$

Определяем степень развития кладки

$$\omega = \frac{F_K}{F_{\text{ст}}} = \frac{6 \cdot 12,5 + 2 \cdot 12,5 \cdot 1,75 + 2 \cdot 6 \cdot 1,75}{6 \cdot 12,5} = 1,86,$$

$$\varphi = \frac{1}{\omega} = 0,538.$$

Находим

$$\beta = \epsilon_{\text{ст}} + \epsilon_{\text{газ}}(1 - \epsilon_{\text{ст}}) = 0,82 + 0,22(1 - 0,82) = 0,86;$$

$$\text{тогда } K = \frac{\omega + 1 - \epsilon_{\text{газ}}}{\beta \frac{1 - \epsilon_{\text{газ}}}{\epsilon_{\text{газ}}} + \omega} = \frac{1,86 + 1 - 0,22}{0,86 \frac{0,78}{0,22} + 1,86} = 0,538.$$

Значения K можно найти по графику рис. 7.

Видимый коэффициент излучения по формуле (73)

$$c_{\text{в}} = 5,7 \cdot 0,82 \cdot 0,538 = 2,51 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}^4.$$

тогда лучистый тепловой поток на стекломассу

$$Q_{\text{луч}} = 0,001 \cdot 2,51 \left[\left(\frac{1923}{100} \right)^4 - \left(\frac{1673}{100} \right)^4 \right] 75 = 11\,000 \text{ квт.}$$

Определим температуру внутренней поверхности кладки по формуле (78):

$$\psi = \frac{\omega + 1 - \beta}{\beta \frac{1 - \epsilon_{\text{газ}}}{\epsilon_{\text{газ}}} + \omega} = \frac{1,86 + 1 - 0,86}{0,86 \frac{0,78}{0,22} + 1,86} = 0,408,$$

$$\text{тогда } T_K = \sqrt[4]{T_{\text{ст}}^4 + \psi(T_{\text{газ}}^4 - T_{\text{ст}}^4)} =$$

$$= \sqrt[4]{1673^4 + 0,408(1923^4 - 1673^4)} = 1780^\circ\text{K}; \quad t_K = 1507^\circ.$$

Определим тепловой поток от газов и кладки на стекломассу с учетом теплообмена конвекцией и теплопередачи в окружающую среду.

Тепловой поток конвекцией от газов к кладке

$$q_K = \alpha_K(t_{\text{газ}} - t_K) = 7(1650 - 1507) = 1000 \text{ вт/м}^2.$$

Теплопередача через кладку в окружающую среду при $\lambda_K = 1,5 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$ по формуле

$$q_{\text{окр}} = \frac{1507 - 15}{\frac{0,3}{1,5} + 0,05} = 6000 \text{ вт/м}^2. \quad (q_{\text{окр}} \text{ можно определить по графику}$$

рис. 21).

Находим K_1 по формуле (76) и K_2 по формуле (77)

$$K_1 = \frac{(1000 - 6000)(1 - 0,22)}{5,7 \cdot 10^{-8} \cdot 0,22(1923^4 - 1673^4)} = -0,0534.$$

Тепловой поток конвекцией от газов к материалу при $\alpha_K = 15 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$

$$q_K = 15(1650 - 1400) = 3750 \text{ вт/м}^2;$$

$$\text{тогда } K_2 = \frac{3750 \cdot 0,538(1 - 0,22)[0,82 + 0,22(1 - 0,82)] + 3750 \cdot 0,22}{5,7 \cdot 10^{-8} \cdot 0,22(1923^4 - 1673^4)} = 0,0298.$$

Видимый коэффициент излучения по формуле (75)

$$c'_{\text{в}} = 5,7 \cdot 0,22 \cdot 0,82 \frac{0,538(1 - 0,22) + 1 - 0,0534 + 0,0298}{0,538(1 - 0,22)[0,82 + 0,22(1 - 0,82)] + 0,22} = 2,47 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}^4.$$

Тепловой поток на стекломассу

$$Q_{\text{ст}} = 0,001 \cdot 2,47 \left[\left(\frac{1923}{100} \right)^4 - \left(\frac{1673}{100} \right)^4 \right] 75 = 108\,00 \text{ квт.}$$

(тепловой поток с учетом конвективного теплообмена и тепловых потерь через стенку стал меньше на 0,5%).

При малосветящемся газе потери тепла в окружающую среду успевают теплоотдачу в печи пропорционально величине потерь, однако они незначительны.

Тепловая изоляция кладки мало влияет на теплоотдачу печи, но способствует снижению расхода топлива. Излучение кладки имеет наибольшее значение в процессах теплообмена при малой излучательной способности факела. При высокой степени

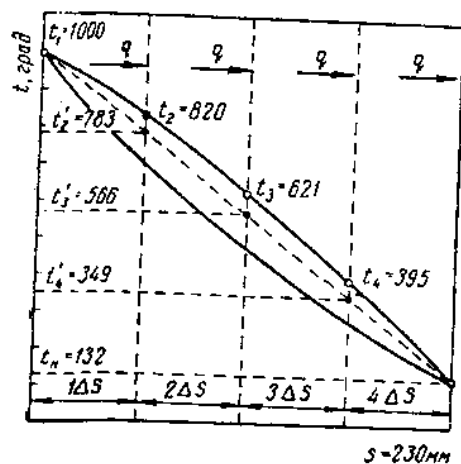


Рис. 8. Распределение температур в плоской однородной стенке

Повышение турбулентности газового потока также приводит к выравниванию температур. Направленный под углом к нагреваемой поверхности (шихте) горящий факел с высокой скоростью истечения в значительной степени ускоряет процесс теплообмена. При плохой настильности факела уменьшается количество тепла, передаваемого материалу.

§ 2. Теплопередача через стенку

Передача тепла теплопроводностью для стационарного состояния температур записывается следующим образом:

$$q = \frac{\lambda (t_1 - t_2)}{\Delta s} \text{ вт/м}^2, \quad (80)$$

Температура t_2 для каждого элемента Δs по толщине стенки находится в зависимости от температуры внутренней поверхности t_1 , коэффициента теплопроводности материала стенки λ (вт/м·град) и величины теплового потока q (вт/м²).

Стационарное состояние температур в стенках печей наступает через некоторое время после прогрева печи при непрерывной ее работе с постоянным тепловым режимом.

В этом случае для однородной стенки при известной величине теплового потока q (рис. 8) температура t_2 на расстоянии Δs от поверхности стенки будет равна:

$$t_2 = t_1 - q \frac{\Delta s}{\lambda}, \quad (81)$$

где $\frac{\Delta s}{\lambda}$ — тепловое сопротивление слоя Δs .

При $\lambda = \text{const}$ уравнение (81) дает прямолинейное распределение температур по толщине стенки. Однако коэффициент теплопроводности λ зависит от температуры, поэтому фактическое распределение температур по толщине стенки при стационарном состоянии не будет соответствовать прямой линии.

Пример

Имеем шамотную стенку толщиной 0,23 м. Температура $t_1 = 1000^\circ$, тепловой поток $q = 4000 \text{ вт/м}^2$.

Требуется определить температуру наружной поверхности стенки t_n и температуры на участках слоев $\Delta s = 0,0575 \text{ м}$.

Задаемся коэффициентом теплопроводности для средней температуры $t_{cp} = 600^\circ \lambda = 1,08 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$ (приложение 14).

По формуле (81)

$$t_n = 1000 - 4000 \frac{0,23}{1,08} = 148^\circ.$$

Средняя температура по массе

$$t_{cp} = \frac{1000 + 148}{2} = 574^\circ.$$

Для этой температуры действительное значение $\lambda = 1,06 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$, а действительное значение температуры будет:

$$t_n = 1000 - 4000 \frac{0,23}{1,06} = 132^\circ.$$

Температура на расстоянии Δs от поверхности при $\lambda = 1,06 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$

$$t_2' = 1000 - 4000 \frac{0,0575}{1,06} = 783^\circ.$$

Средняя температура в данном слое Δs будет равна:

$$t_{cp} = \frac{1000 + 783}{2} = 891^\circ.$$

Для этой температуры $\lambda_{cp} = 1,27 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$, тогда новое значение температуры составит:

$$t_2 = 1000 - 4000 \frac{0,0575}{1,27} = 819^\circ.$$

С учетом вторичной поправки $t_2 = 820^\circ$.
Так же находим соответствующие температуры для всех слоев:

$$1\Delta s; t'_2 = 783^\circ; t_2 = 820^\circ; \lambda_1 = 1,28 \text{ вт/м}\cdot\text{град}$$

$$2\Delta s; t'_3 = 566^\circ; t_3 = 621^\circ; \lambda_2 = 1,16$$

$$3\Delta s; t'_4 = 349^\circ; t_4 = 395^\circ; \lambda_3 = 1,02$$

$$4\Delta s; t'_n = 132^\circ; t_n = 132^\circ; \lambda_4 = 0,865$$

Эти температуры нанесены на график рис. 8. Верхняя сплошная линия соответствует расчету температур по отдельным слоям с учетом зависимости λ от температуры для каждого слоя. Пунктирная (прямая) соответствует расчету при $\lambda_{\text{ср}} = \text{const}$ для всех слоев Δs . При этом тепловой поток q для всей стенки и для каждого слоя в отдельности остается одинаковым во всех случаях.

При условии, если λ уменьшается с повышением температуры, то кривая температур пойдет ниже средней пунктирной линии; это показано на рис. 8 второй сплошной линией.

Для многослойной стенки, состоящей из разных материалов с разными коэффициентами теплопроводности, распределение

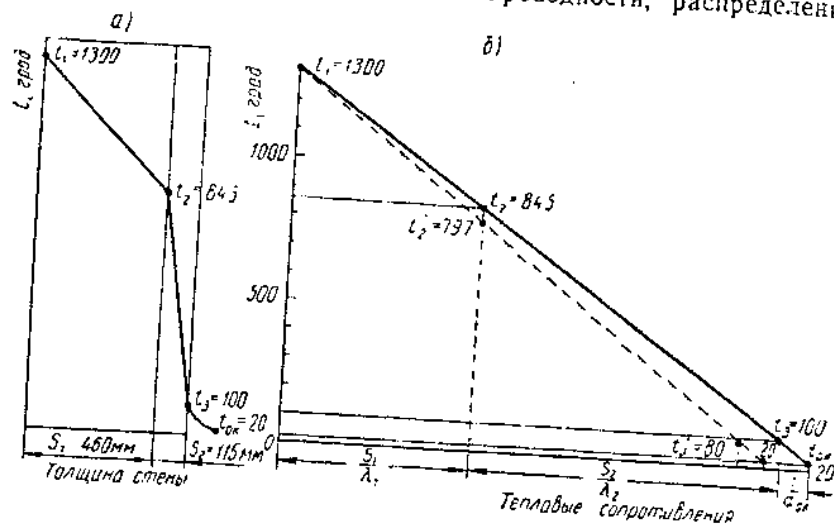


Рис. 9. Распределение температур в двухслойной стене:
а — кривая температур по толщине стены; б — способ графического определения температур в многослойной стенке

температур по толщине стенки может быть представлено ломаной линией. При этом обычно принимают средние значения коэффициента теплопроводности для каждого слоя материала. Чем меньше λ , тем больше крутизна линии температур в данном слое (рис. 9, а).

Температуру наружной поверхности многослойной стенки можно определить по формуле

$$t_n = t_1 - q \left(\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{s_3}{\lambda_3} \right) \text{ град}, \quad (82)$$

а температуры на границе между слоями по формулам:

$$t_2 = t_1 - q \frac{s_1}{\lambda_1}; \quad t_3 = t_2 - q \frac{s_2}{\lambda_2} \text{ и т. д.} \quad (83)$$

Тепловой поток от одной среды с температурой $t_{\text{газ}}$ к другой с температурой $t_{\text{окр}}$ через многослойную стенку определяется по формуле

$$Q = \frac{0,001}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} (t_{\text{газ}} - t_{\text{окр}}) F \text{ кВт}, \quad (84)$$

где α_1 — коэффициент теплоотдачи от газов (или другой среды) к стенке, учитывающий излучение газов и конвекцию, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$;

α_2 — коэффициент теплоотдачи от стенки в окружающую среду, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$;

$\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2}$ — тепловые сопротивления слоев многослойной стенки;

s — толщина слоя, м;

λ — коэффициент теплопроводности слоя материала при средней температуре по массе, $\text{вт/м}\cdot\text{град}$ (см. приложение 14).

F — теплопередающая поверхность, м^2 .

Коэффициент теплоотдачи от газов к стенке в рабочем пространстве печи складывается из следующих коэффициентов:

$$\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_{\text{луч}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

где α_k — коэффициент теплоотдачи конвективной (см. приложение 12—13);

$\alpha_{\text{луч}}$ — коэффициент теплоотдачи лучением

$$\alpha_{\text{луч}} = \frac{Q_{\text{луч}}}{t_{\text{газ}} - t_1} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (85)$$

здесь $Q_{\text{луч}}$ — тепловой поток от газов к стенке, определяемый по формуле (68) или (69), вт ;

$t_{\text{газ}} - t_1$ — разность между средней температурой газа и температурой стенки внутри печи (канала), град .

При определении $\alpha_{\text{луч}}$ необходимо задаваться температурой внутренней поверхности стенки t_1 или определять ее по формуле

(78). Однако если температура t_1 найдена (или принята для расчета), то тепловой поток рассчитывается по формуле

$$Q = \frac{0,001}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot (t_1 - t_{\text{окр}}) F \text{ кВт} \quad (86)$$

или

$$Q = \frac{3,6}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{1}{\alpha_2}} \cdot (t_1 - t_{\text{окр}}) F \text{ кДж/ч.} \quad (87)$$

Пример

Толщина стенки — слой шамота $s_1 = 460$ мм и слой тепловой изоляции (диатомитовый кирпич) $s_2 = 115$ мм. Средняя температура $t_1 = 1300^\circ$. Температура окружающего воздуха $t_{\text{окр}} = 20^\circ$. Коэффициент теплоотдачи от стенки в окружающую среду $\alpha_{\text{окр}} = 18 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Определить тепловой поток через стенку и найти распределение температур по толщине стенки при стационарном состоянии.

Для определения коэффициентов теплопроводности слоев многослойной стенки необходимо задаться температурами на границе между слоями или средними по массе слоя с последующей их проверкой.

Для первого приближения можно принять средние температуры слоев следующие:

$$t_{\text{ср}_1} = 0,8 t_1; \quad t_{\text{ср}_2} = 0,5 t_{\text{ср}_1},$$

$$\text{тогда } t_{\text{ср}_1} = 0,8 \cdot 1300 = 1040^\circ; \quad t_{\text{ср}_2} = 0,5 \cdot 1040 = 520^\circ.$$

Находим коэффициенты теплопроводности (см. приложение 15):

$$\begin{aligned} \text{для шамота } \lambda_1 &= 1,37 \text{ Вт/м} \cdot \text{град} \\ \text{для диатомита } \lambda_2 &= 0,24 \end{aligned}$$

Тепловые сопротивления составляют:

$$\frac{s_1}{\lambda_1} = \frac{0,46}{1,37} = 0,335; \quad \frac{s_2}{\lambda_2} = \frac{0,115}{0,24} = 0,478; \quad \frac{1}{\alpha_{\text{окр}}} = \frac{1}{18} = 0,055.$$

Тепловой поток через стенку при $F = 1 \text{ м}^2$ определяем по формуле (87)

$$q = \frac{3,6(1300 - 20)}{0,335 + 0,478 + 0,055} = 5420 \text{ кДж/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

Находим температуры на границе слоев графическим способом (рис. 9, б). По оси абсцисс в выбранном масштабе откладываем первое тепловое сопротивление и проводим перпендикуляр, затем второе и третье. Вертикальные линии — это линии температур. Линия, соединяющая граничные температуры t_1 и $t_{\text{окр}}$ — прямая, пересекающая вертикальные линии температур, а точки пересечения есть температуры на границах между слоями и на-

ружной поверхностью ($t_1; t_2; t_3; t_{\text{окр}}$). Первое решение показано пунктирной линией (рис. 9, б).

Находим температуры на границе слоев аналитическим способом.

Из уравнения теплопередачи известно, что

$$t_1 - t_2 = q' \frac{s_1}{\lambda_1}.$$

Находим q' по формуле

$$q' = \frac{q}{3,6} = \frac{5420}{3,6} = 1500 \text{ Вт/м}^2,$$

тогда

$$t_2 = t_1 - q' \frac{s_1}{\lambda_1} = 1300 - 1500 \cdot 0,335 = 797^\circ;$$

$$t_3 = t_2 - q' \frac{s_2}{\lambda_2} = 797 - 1500 \cdot 0,478 = 80^\circ.$$

Проверим средние температуры слоев

$$t_{\text{ср}_1} = \frac{1300 + 797}{2} = 1049^\circ; \quad t_{\text{ср}_2} = \frac{797 + 80}{2} = 438^\circ.$$

Вносим поправку на тепловое сопротивление слоя тепловой изоляции при новом значении температуры.

Новое значение $\lambda_2 = 0,21 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$;

$$\frac{s_2}{\lambda_2} = \frac{0,115}{0,21} = 0,548,$$

тогда

$$q' = \frac{1300 - 20}{0,335 + 0,548 + 0,055} = 1360 \text{ Вт/м}^2.$$

Находим вторично графически (рис. 9, б) и аналитически новые значения температур

$$t_2 = 1300 - 1360 \cdot 0,335 = 845^\circ, \quad t_3 = 845 - 1360 \cdot 0,548 = 100^\circ.$$

§ 3. Расчет прогрева печных стен

При разогреве печей непрерывно происходит изменение температур стен. Стены аккумулируют тепло и их теплосодержание изменяется пропорционально изменению температур. Чтобы рассчитать изменение теплосодержания (аккумуляцию тепла), необходимо выполнить расчет температурной кривой по толщине стены за период τ ее прогрева.

Рассмотрим приближенный метод расчета изменения температур в процессе прогрева стены (плиты) — метод конечных разностей [2], [20]. Сущность этого метода заключается в следующем: стенка разделяется на несколько равных слоев толщиной Δs , период времени нагрева разделяется на промежутки $\Delta \tau$ и бесконечно малые приращения температуры по дифференциальному уравнению теплопроводности $\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}$ заменяются конечными приращениями

$$\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = a \frac{\Delta^2 t}{\Delta s^2}, \quad (88)$$

где Δt — приращение температуры в слое Δs за промежуток времени $\Delta \tau$, a — коэффициент температуропроводности

a — коэффициент температуропроводности

$$a = \frac{3,6\lambda}{\rho c} \text{ м}^2/\text{с};$$

λ — коэффициент теплопроводности, Вт/м·град;

ρ — плотность, кг/м³;

c — массовая теплоемкость, кДж/кг·град.

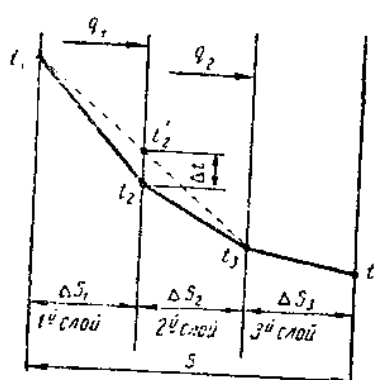


Рис. 10. Схема для расчета процесса нагрева стены по методу конечных разностей

Такая замена значительно упрощает решение задачи. Кривая распределения температур в стенке будет представлять собой ломаную линию (рис. 10).

Количество тепла, поступающее через первый слой за время $\Delta \tau$ во второй слой, будет равно:

$$Q_1 = q_1 \Delta \tau = \frac{3,6\lambda(t_1 - t_2)}{\Delta s} \Delta \tau \text{ кДж.}$$

Через второй слой в третий за это же время $\Delta \tau$ будет передано тепло

$$Q_2 = q_2 \Delta \tau = \frac{3,6\lambda(t_2 - t_3)}{\Delta s} \Delta \tau \text{ кДж.}$$

Тепло, оставшееся во втором слое $\Delta Q = Q_1 - Q_2$, пойдет на повышение его температуры на Δt . Теплосодержание (энтальпия) 1 м² слоя повысится на величину $\Delta I = \Delta s \rho c \Delta t$, численно равную величине ΔQ .

Следовательно,

$$\Delta s \rho c \Delta t = \frac{3,6\lambda(t_1 - t_2)}{\Delta s} \Delta \tau - \frac{3,6\lambda(t_2 - t_3)}{\Delta s} \Delta \tau.$$

Отсюда получим уравнение теплопроводности в конечных разностях

$$\frac{\Delta t}{\Delta \tau} = a \frac{(t_1 - t_2) - (t_2 - t_3)}{\Delta s^2}, \quad (89)$$

где

$$(t_1 - t_2) - (t_2 - t_3) = 2 \left(\frac{t_1 + t_3}{2} - t_2 \right) = \Delta^2 t.$$

Из уравнения (89) повышение температуры в слое будет равно:

$$\Delta t = \frac{2a\Delta \tau}{\Delta s^2} \left(\frac{t_1 + t_3}{2} - t_2 \right). \quad (90)$$

Если принять $\Delta \tau = \frac{\Delta s^2}{2a}$, при котором выражение перед скобками уравнения (90) равно единице, т. е.

$$\frac{2a\Delta \tau}{\Delta s^2} = 1,$$

то

$$\Delta t = \frac{t_1 + t_3}{2} - t_2.$$

Тогда нахождение нового значения температуры t_2' (рис. 10) упрощается и

$$t_2' = t_2 + \Delta t = \frac{t_1 + t_3}{2},$$

т. е. эта температура равна полусумме температур соседних слоев, которые были для прошедшего промежутка времени $\Delta \tau$.

Следовательно, зная начальные температуры на оси слоя слева и на оси слоя справа, легко определить новую температуру для рассматриваемого слоя в следующий промежуток времени $\Delta \tau$ путем графического построения температурной кривой или составления расчетной таблицы. Однако таким способом невозможно определить температуры внутренней и наружной поверхностей, ограничивающих стенку. Температуры внутренней поверхности стенки могут быть определены либо по заданной скорости подъема температур, либо по заданному тепловому потоку на стенку, либо по заданной температуре газовой среды. Наиболее просто для решения задачи эта температура принимается по графику подъема температур, а при охлаждении нагретой стенки — по графику охлаждения.

Температура внешней поверхности стенки в первый период времени остается неизменной, но по мере нагревания она начнет повышаться. С этого момента температура внешней поверхности стенки определяется следующим образом. Сначала определяют количество тепла, проходящее через поверхность стенки теплопроводностью $q = \lambda \left(\frac{\partial t}{\partial s} \right)_{s=0}$. Так как температурный градиент $\frac{\partial t}{\partial s}$ неизвестен, а известна температура на расстоянии Δs от поверхности ($t_{\Delta s}$), то приближенно можно написать

$$q = \lambda \frac{t_{\Delta s} - t_{\text{пов}}}{\Delta s}.$$

Такое же количество тепла поверхность отдает окружающей среде, т. е. $q = \alpha (t_{\text{пов}} - t_{\text{окр}})$. Следовательно,

$$\lambda \frac{t_{\Delta s} - t_{\text{пов}}}{\Delta s} = \alpha (t_{\text{пов}} - t_{\text{окр}}).$$

Из последнего равенства находим искомую температуру поверхности

$$t_{\text{пов}} = \frac{\alpha \Delta s t_{\text{окр}} + \lambda t_{\Delta s}}{\lambda + \alpha \Delta s}, \quad (91)$$

где α — коэффициент теплоотдачи от поверхности в окружающую среду;
 $t_{\text{окр}}$ — температура окружающей среды;
 λ — коэффициент теплопроводности стены;
 $t_{\Delta s}$ — температура слоя на глубине Δs от поверхности в данный промежуток времени.

Особенности расчета прогресса многослойной стены

Для стенки, состоящей из разнородных материалов с различными коэффициентами λ и a , например из огнеупорной кладки и теплоизоляции, первый однородный слой (основной) разбивается подобно однослойной стенке на ряд равных частей толщиной Δs . Продолжительность процесса также разделяется на ряд равных промежутков времени при соблюдении условия

$$\Delta \tau = \frac{\Delta s^2}{2a}.$$

Второй слой стенки разбивается на равные части толщиной $\Delta s'$ при соблюдении условия равенства отрезков времени $\Delta \tau = \Delta \tau'$.

При этих условиях для многослойной стенки должно быть справедливо равенство

$$\Delta \tau = \frac{\Delta s^2}{2a} = \frac{(\Delta s')^2}{2a'} = \frac{(\Delta s'')^2}{2a''} = \dots = \text{const}. \quad (92)$$

Следовательно,

$$\Delta s' = \Delta s \sqrt{\frac{a'}{a}}; \quad \Delta s'' = \Delta s \sqrt{\frac{a''}{a}}, \quad (93)$$

где Δs — толщина основного слоя.

Изменение температур в первых слоях однородного материала определяется так же, как для однородной стенки, но при условии, что температура в плоскости соприкосновения разнородных слоев не изменяется.

Температура в плоскости соприкосновения разнородных слоев определяется следующим образом. Так как количество тепла, поступающее к границе раздела, равно количеству тепла, уходящему от нее, то можно написать

$$\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial s} \right)_{s=0} = \lambda' \left(\frac{\partial t}{\partial s'} \right)_{s'=0}.$$

Это выражение в конечных разностях при известных температурах поверхностей, отстоящих от плоскости раздела влево и вправо на Δs и $\Delta s'$, будет иметь вид

$$\frac{\lambda}{\Delta s} (t_{\Delta s} - t_c) = \frac{\lambda'}{\Delta s'} (t_c - t_{\Delta s'}).$$

или

$$\frac{1}{r} (t_{\Delta s} - t_c) = \frac{1}{r'} (t_c - t_{\Delta s'}),$$

где t_c — температура в плоскости соприкосновения, одинаковая для обоих разнородных слоев;

r и r' — тепловые сопротивления слоев Δs и $\Delta s'$.

Отсюда находим интересующую нас температуру

$$t_c = \frac{r' t_{\Delta s} + r t_{\Delta s'}}{r + r'}. \quad (94)$$

В дальнейшем температуры определяются так же, как для однородной стенки.

Приведенные уравнения используются при табличном методе расчета, который приводим ниже.

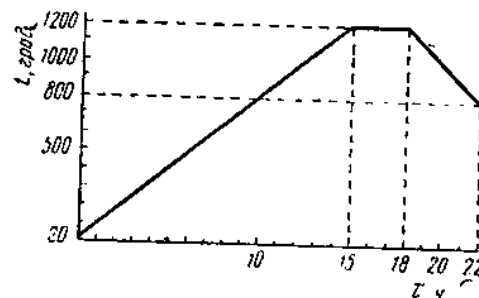
Пример

Продолжительность подъема температур, выдержки и охлаждения 22 ч. Стенка состоит из двух слоев: шамотного 345 мм и теплоизоляционного 115 мм. Начальная температура стенки по всей толщине 20°. Температура окружающего воздуха 20°.

Найти распределение температур при разогреве печной стенки по графику рис. 11.

Разделим величину шамотного слоя стенки на шесть равных частей

$$\Delta s_1 = \frac{0,345}{6} = 0,058 \text{ м.}$$



Расчетные промежутки времени находим из уравнения

$$\Delta \tau = \frac{\Delta s^2}{2a}$$

Определим коэффициент температуропроводности шамота

$$a_1 = \frac{3,6\lambda}{\rho c} \text{ м}^2/\text{с.}$$

Рис. 11. График нагрева печной стенки

Так как λ и c зависят от температуры стенок, а последние являются некой величиной, то значения λ и c необходимо задаваться, учитывая температурный режим нагрева. Средние температуры по массе стенки легко определить для стационарного теплового состояния стенки, это будут максимальные возможные температуры. Средние расчетные температуры зависят от продолжительности нагрева и могут быть приняты только ориентировочно: $\lambda_1 = 1,08 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}; c_1 = 0,997 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}; \rho_1 = 1900 \text{ кг/м}^3$.

$$\text{Тогда } a_1 = \frac{3,6 \cdot 1,08}{1900 \cdot 0,997} = 0,00205 \text{ м}^2/\text{с}; \Delta \tau = \frac{0,058^2}{2 \cdot 0,00205} = 0,815 \text{ с.}$$

Изоляционный слой должен быть разделен на части

$$\Delta s' = \Delta s \sqrt{\frac{a_2}{a_1}}$$

Для определения коэффициента температуропроводности изоляционного слоя также задаемся значениями (для трепельного кирпича): $\lambda_2 = 0,17 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}; c_2 = 0,89 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}; \rho_2 = 700 \text{ кг/м}^3$.

$$a_2 = \frac{3,6 \cdot 0,17}{700 \cdot 0,89} = 0,00098 \text{ м}^2/\text{с.}$$

$$\text{Тогда } \Delta s' = 0,058 \sqrt{\frac{0,00098}{0,00205}} = 0,04 \text{ м.}$$

Количество частей изоляционного слоя

$$n = \frac{0,115}{0,04} \approx 3.$$

Расчет температур выполняем табличным методом (табл. 4).

Изменения температур на внутренней поверхности стенки определяем по графику рис. 11. Скорость подъема температур от 20 до 1200° составляет $\frac{1200 - 20}{15} = 78,5 \text{ град/ч}$; скорость охлаждения 100 град/ч.

За каждый промежуток времени $\Delta t = 0,815 \text{ с}$ повышение температуры внутренней поверхности стенки составит:

$$\Delta t_{\text{пов}} = 0,815 \cdot 78,5 = 64^\circ.$$

Температуры слоев стены будут соответственно: $20 + 64 = 84^\circ$; $84 + 64 = 148^\circ$; $148 + 64 = 212^\circ$ и т. д. Эти температуры записываем в табл. 4.

За 15 ч нагрева температура внутренней поверхности достигает 1200°. После 18 ч нагрева начнется снижение температуры. Для промежутка времени 23 $\Delta t = 18,745 \text{ ч}$ температура внутренней поверхности будет равна $1200 - 0,745 \cdot 100 = 1126^\circ$. Далее температура будет понижаться на величину $0,815 \cdot 100 = 81,5^\circ$.

Температуры в отдельных слоях $1\Delta s$, $2\Delta s$ и т. д. находятся для каждого нового промежутка времени Δt как средние арифметические значения из температур соседних слоев за предыдущий промежуток времени. Температура для $1\Delta t$ слоя $1\Delta s$ равна

$$t_{1\Delta t, 1\Delta s} = \frac{t_{0\Delta t, 0\Delta s} + t_{0\Delta t, 2\Delta s}}{2} = \frac{20 + 20}{2} = 20^\circ;$$

$$t_{1\Delta t, 2\Delta s} = \frac{t_{0\Delta t, 1\Delta s} + t_{0\Delta t, 3\Delta s}}{2} = \frac{20 + 20}{2} = 20^\circ;$$

$$t_{2\Delta t, 1\Delta s} = \frac{t_{1\Delta t, 0\Delta s} + t_{1\Delta t, 2\Delta s}}{2} = \frac{84 + 20}{2} = 52^\circ;$$

$$t_{2\Delta t, 2\Delta s} = \frac{148 + 20}{2} = 84^\circ; t_{2\Delta t, 3\Delta s} = \frac{52 + 20}{2} = 36^\circ \text{ и т. д.}$$

Температура на поверхности соприкосновения слоев шамота и изоляции для промежутка времени $7\Delta t$ и слой $6\Delta s$ определяется по уравнению (94), так как температура на поверхности раздела начала повышаться.

Находим тепловые сопротивления слоев Δs и $\Delta s'$

$$r_1 = \frac{\Delta s}{\lambda_1} = \frac{0,058}{1,08} = 0,0536; r_2 = \frac{\Delta s'}{\lambda_2} = \frac{0,04}{0,17} = 0,235;$$

$$\text{тогда } t_c = \frac{0,235 \cdot 24 + 0,0536 \cdot 20}{0,0536 + 0,235} = 23^\circ.$$

Далее обычным путем находим:

$$t_{8\Delta t, 5\Delta s} = \frac{36 + 23}{2} = 30^\circ; t_{8\Delta t, 1\Delta s} = \frac{23 + 20}{2} = 22^\circ.$$

Расчет распределения температур в двухслойной стенке

Таблица 4

Расстояние от обогреваемой поверхности, м	Температура через промежуток времени $\Delta t = 0,815$ ч									
	0Δt 0,000	1Δt 0,815	2Δt 1,630	3Δt 2,445	4Δt 3,260	5Δt 4,075	6Δt 4,890	7Δt 5,705	8Δt 6,520	9Δt 7,335
Внутренняя поверхность 0Δs 0,000	20	84	148	212	276	340	404	468	532	596
Слой шпалота	20	20	52	84	124	164	208	252	299	345
	20	20	20	36	52	76	100	129	158	191
	20	20	20	20	28	36	50	64	83	101
	20	20	20	20	20	24	28	36	44	57
	20	20	20	20	20	20	22	24	30	37
Поверхность раздела 6Δs 0,348	20	20	20	20	20	20	20	23	29	35
Слой изоляции	20	20	20	20	20	20	20	20	22	25
	20	20	20	20	20	20	20	20	20	21
Наружная поверхность 3Δs' 0,468	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20

Расстояние от обогреваемой поверхности, м	Температура через промежуток времени $\Delta t = 0,815$ ч									
	10Δt 8,150	11Δt 8,965	12Δt 9,780	13Δt 10,595	14Δt 11,410	15Δt 12,225	16Δt 13,040	17Δt 13,855	18Δt 14,670	19Δt 15,485
Внутренняя поверхность 0Δs 0,000	600	724	788	852	916	980	1044	1108	1172	1236
Слой шпалота	394	442	488	541	591	642	695	746	800	854
	223	259	294	320	367	409	447	491	531	571
	124	146	172	192	226	252	286	315	351	383
	69	85	101	112	137	162	183	210	234	263
	46	56	69	82	98	114	133	153	175	197

Поверхность раздела 6Δs 0,348	43	52	64	75	90	104	122	140	160
Слой изоляции	28	33	39	46	53	63	72	83	96
	23	25	28	31	35	39	45	51	57
Наружная поверхность 3Δs' 0,468	21	22	23	24	25	27	29	31	33

Расстояние от обогреваемой поверхности, м	Температура через промежуток времени $\Delta t = 0,815$ ч									
	19Δt 15,485	20Δt 16,300	21Δt 17,115	22Δt 17,930	23Δt 18,745	24Δt 19,560	25Δt 20,375	26Δt 21,190	27Δt 22,005	28Δt 22,820
Внутренняя поверхность 0Δs 0,000	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200	1200
Слой шпалота	852	888	900	927	941	963	987	1011	1035	1059
	516	576	618	682	706	729	731	729	717	705
	383	420	454	488	517	545	570	587	598	609
	263	290	321	351	381	410	442	466	488	509
	197	222	247	274	302	339	361	388	412	436
Поверхность раздела 6Δs 0,348	180	203	227	252	296	311	333	358	380	402
Слой изоляции	109	123	138	154	170	197	209	228	244	260
	65	73	80	88	97	107	122	130	141	151
Наружная поверхность 3Δs' 0,468	36	36	38	40	43	46	50	53	56	59

Также находим:

$$t_{82,64s} = \frac{0,235 \cdot 30 + 0,0536 \cdot 22}{0,289} = 28,5^\circ;$$

$$t_{94,64s} = \frac{0,235 \cdot 37 + 0,0536 \cdot 25}{0,289} = 35^\circ;$$

$$t_{102,64s} = \frac{0,235 \cdot 46 + 0,0536 \cdot 28}{0,289} = 42,6^\circ \text{ и т. д.}$$

Для определения температуры наружной поверхности, когда она начинает повышаться, воспользуемся формулой (91).

Принимаем значения коэффициента $\alpha_{вот}$ приблизительно 8 $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$, учитывая, что стенка из кирпича до стационарного состояния.

Тогда по формуле (91)

$$t_{102,33s} = \frac{8 \cdot 0,04 \cdot 20 + 0,17 \cdot 23}{0,17 + 8 \cdot 0,04} = 21^\circ.$$

Также находим следующие температуры наружной поверхности в процессе расчета

$$t_{112,33s} = \frac{8 \cdot 0,04 \cdot 20 + 0,17 \cdot 25}{0,49} = 22^\circ \text{ и т. д.}$$

Проверим значения коэффициента $\alpha_{вот}$ для $t_{202,33s}$ по формуле

$$\alpha_{вот} = 2,6 \sqrt{\frac{5,7 \left[\left(\frac{T_{вн}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{вн-1}}{100} \right)^4 \right]}{t_{вн} - t_{вн-1}}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

$$\alpha_{вот} = 2,6 \sqrt{\frac{5,7 \cdot 0,8 \left[\left(\frac{309}{100} \right)^4 - \left(\frac{293}{100} \right)^4 \right]}{36 - 20}} = 10,1 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

$$\text{Тогда } t_{202,33s} = \frac{10,1 \cdot 0,04 \cdot 20 + 0,17 \cdot 73}{0,17 + 10,1 \cdot 0,04} = 36^\circ.$$

Следующие температуры наружной поверхности находим при $\alpha_{вот} = 10,1 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$. Пользуясь табл. 3, находим средние арифметические значения температур по массе слоя шамота и слоя теплоизоляции. Для шамота в

конце периода нагрева (19 Δt) $t_{ср1} = 430^\circ$; то же для теплоизоляции $t_{ср1} = 88^\circ$.

Для шамота в конце выдержки (22 Δt) $t_{ср1} = 535^\circ$; то же для теплоизоляции $t_{ср1} = 128^\circ$.

Для шамота в конце охлаждения (27 Δt) $t_{ср1} = 602^\circ$; то же для теплоизоляции $t_{ср1} = 174^\circ$.

Усредненные по массе температуры за период нагрева и выдержки (18 ч):

$$t_{ср} = \frac{20 + 430}{2} \cdot \frac{15}{18} + \frac{430 + 535}{2} \cdot \frac{3}{18} = 268^\circ;$$

слой теплоизоляции

$$t_{ср} = \frac{20 + 88}{2} \cdot \frac{15}{18} + \frac{88 + 128}{2} \cdot \frac{3}{18} = 63^\circ.$$

Для этих средних температур шамотного слоя и теплоизоляции следовало бы брать значения коэффициентов λ и σ в начале расчета. В нашем примере значения λ и σ для шамота были приняты ориентировочно несколько завышенными. Для более точного расчета надо взять новые значения λ и σ и расчет температур выполнить заново.

При более точных расчетах температур следует начинать расчет при теплотехнических константах материалов, соответствующих начальной температуре стенки. Затем, через определенные промежутки времени, определять средние температуры по массе слоев для уточнения коэффициентов λ и σ и вносить соответствующие поправки в расчет, изменяя каждый раз значения Δt .

Расчет количества тепла, аккумулированного стенкой, производится по средним температурам соответствующего слоя, достигнутой в конце прогресса стенки. Например, за период 15 ч подъема температур внутренней поверхности стенки с 20 до 1200° количество тепла, аккумулированного 1 м² стенки, будет равно:

$$Q_{ак} = V \rho (c_k t_{ср} - c_n t_n) + \dots$$

$$Q_{ак} = 0,345 \cdot 1900 (0,946 \cdot 430 - 0,810 \cdot 20) + 0,115 \cdot 700 \cdot 0,89 (88 - 20) = 259 870 \text{ кдж/м}^2.$$

Графический метод конечных разностей

Наиболее удобно графический метод расчета выполнять в координатах: температура — тепловое сопротивление. Рассмотрим пример с однослойной стенкой, состоящей из шамота толщиной 0,24 м.

Допустим, что $\lambda = 1,0 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$; $c = 0,9 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$; $\rho = 1850 \text{ кг/м}^3$.

тогда

$$a = \frac{3,6\lambda}{c\rho} = 0,00216 \text{ м}^2/\text{ч}.$$

Разделим стенку на три элементарных слоя

$$\Delta s = \frac{0,24}{3} = 0,08 \text{ м}.$$

Элементарный промежуток времени составит:

$$\Delta \tau = \frac{0,08^2}{2 \cdot 0,00216} = 1,48 \text{ ч}.$$

Изменение температур внутренней поверхности стенки происходит со скоростью 30° в час. Начальная температура стенки по всей массе 40°. Коэффициент теплоотдачи от стенки и окружающей среду $\alpha_2 = 8 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$, температура окружающей среды 20°. Тепловые сопротивления:

$$\Delta r = \frac{\Delta s}{\lambda} = \frac{0,08}{1,0} = 0,08; \quad \Delta r_1 = \Delta r_2 = \Delta r_3;$$

$$\Delta r_4 = \frac{1}{\alpha_2} = \frac{1}{8} = 0,125.$$

Откладываем на рис. 12 в выбранном масштабе по оси абсцисс тепловые сопротивления последовательно от Δr_1 до Δr_4 . По оси ординат откладываем температуры соответственно через каждый промежуток времени $\Delta \tau = 1,48$ ч.

$$1\Delta\tau - t_1' = 40 + 50 \cdot 1,48 = 40 + 74 = 114^\circ;$$

$$2\Delta\tau - t_1' = 114 + 74 = 188^\circ; \quad 3\Delta\tau - t_1' = 188 + 74 = 262^\circ;$$

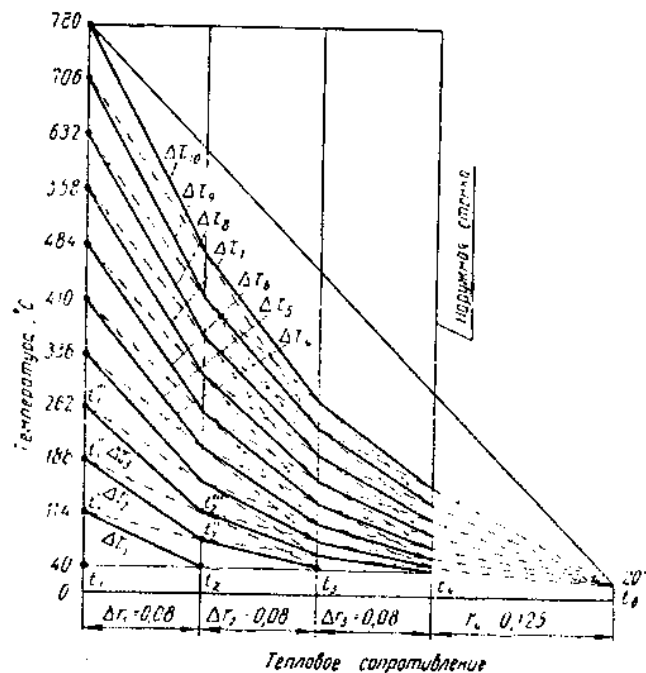


Рис. 12. Графический метод расчета прогрева стены

затем 336, 410, 484, 558, 632, 706, 720 и т. д. до конечной температуры, предусмотренной графиком нагрева или условиями теплообмена.

Для периода $1\Delta\tau$ линия температур определяется двумя точками: $t_1' = 114^\circ$ и $t_2 = t_2' = 40^\circ$. Далее находим точку, соответствующую t_2'' , периода $2\Delta\tau$. Она будет равна $t_2'' = \frac{t_1' + t_2}{2}$. Следовательно, пересечение пунктирной линии, соединяющей t_1' и t_3 с вертикальной линией t_2 , даст точку t_2'' . Для периода $2\Delta\tau$ получаем ломаную линию t_1'', t_2'', t_3'' (t_3). Следующая точка t_2''' получается пересечением пунктирной линии, соединяющей точки t_1'' и t_3 с вертикальной линией t_2 . Точка t_3''' находится пересечением

пунктирной линии, соединяющей t_2'' и t_4 с вертикальной линией t_3 . Температура наружной поверхности стенки t_4 находится для последующего периода $\Delta\tau$ как средняя между точками t_3 предыдущего периода и точкой $t_{\text{воз}} = 20^\circ$. В том случае, когда последующая линия температур очень близко ложится к предыдущей, то для упрощения построения температурной кривой можно с любого момента увеличить величины Δs и $\Delta\tau$, соблюдая условие $\Delta\tau = \frac{\Delta s^2}{2a}$.

Если Δs увеличить в два раза, то $\Delta\tau$ увеличится в четыре раза. Тогда кривые температур будут чередоваться реже в соответствии с новыми значениями $\Delta\tau$ и Δs .

Графический метод конечных разностей для многослойной стены

Стенка делится на ряд элементарных слоев толщиной Δs . Для многослойной стенки первый слой является основным, толщина последующих слоев находится по формуле (93).

В нашем примере $\Delta s_1 = 0,058$ м; $\Delta s_2 = 0,04$ м.

Графическое построение выполняем в координатах: температура — тепловое сопротивление (рис. 13).

По оси абсцисс откладываем последовательно тепловые сопротивления слоев в выбранном масштабе.

Общее тепловое сопротивление слоя шамота составит:

$$r_{\text{ш}} = \frac{s}{\lambda} = \frac{0,345}{1,08} = 0,320;$$

для одного элементарного слоя

$$\Delta r_{\text{ш}} = \frac{0,320}{6} = 0,0533.$$

Общее тепловое сопротивление слоя изоляции

$$r_{\text{из}} = \frac{0,115}{0,17} = 0,677.$$

Для одного элементарного слоя изоляции

$$\Delta r_{\text{из}} = \frac{0,677}{2,86} = 0,236.$$

Тепловое сопротивление

$$r_0 = 0,677 - 2 \cdot 0,236 = 0,205 \text{ (остаток);}$$

$$a \quad r_{10} = \frac{1}{\alpha_{\text{вн}}} = \frac{1}{10,1} = 0,099.$$

Построение температурной кривой выполняется аналогично графику рис. 12.

На графике рис. 13 показано неполное изображение температурных кривых, начиная с периода 10 Δt. Часть линий упущена с целью наглядности графика.

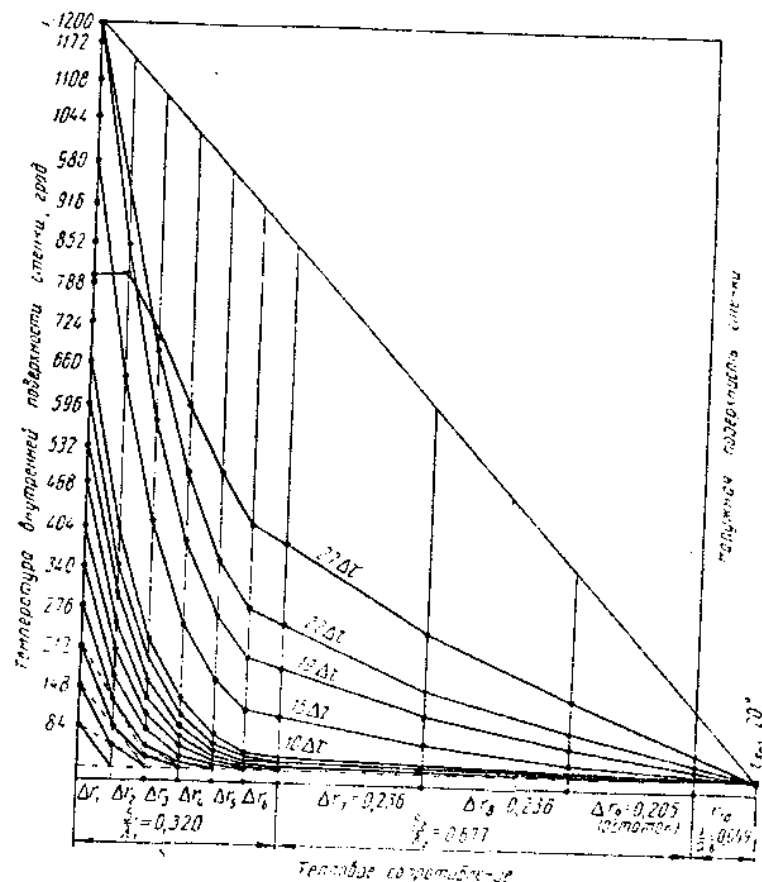


Рис. 13. Графический метод расчета прогресса многослойной стены

§ 4. Расчет теплообмена в слое материала

Нагрев газовым потоком (или охлаждение) кусков материала может происходить в слое, медленно перемещающемся по сравнению с газами, в «кипящем слое», когда материал под действием газообразного агента находится в состоянии перемешивания, и во взвешенном состоянии, когда слой под динамическим воз-

действием газов перемещается вместе с ним и энергично перемешивается под влиянием турбулентного движения.

Нагрев кусковых материалов в медленно перемещающемся слое обычно происходит в шахтных печах, работающих при противоточном движении газов и материала. При этом горячие газы отдают свое тепло поверхности кусков материала, которое распространяется теплопроводностью по всей массе куска и повышает общее теплосодержание слоя.

Тепловой поток, идущий от газов, характеризуется водяным числом

$$W_{\text{газ}} = c_{\text{газ}} V_{\text{газ}} \text{ кдж/ч} \cdot \text{град}, \quad (95)$$

где $c_{\text{газ}}$ — теплоемкость газа, кдж/м³ · град;

$V_{\text{газ}}$ — расход газа, м³/ч.

Для слоя материала водяное число равно:

$$W_{\text{м}} = c_{\text{м}} G_{\text{м}} \text{ кдж/ч} \cdot \text{град}, \quad (96)$$

где $c_{\text{м}}$ — теплоемкость материала, кдж/кг · град;

$G_{\text{м}}$ — количество нагреваемого материала, кг/ч.

Распределение температур в слое зависит от соотношения водяных чисел. Если $W_{\text{газ}} < W_{\text{м}}$, то в основном теплообмен завершается в нижней части слоя и шихтовые материалы не смогут нагреться до температуры газов, поступающих в печь. Газы будут выходить из слоя холодными. Если $W_{\text{газ}} > W_{\text{м}}$, то основная тепловая работа газов протекает в верхней части слоя и куски материала на некоторой высоте нагреваются почти до температуры газов, поступающих в слой. При большой высоте слоя часть его практически может не участвовать в теплообмене. Эту часть называют «холостой» высотой слоя [26].

Средняя по массе температура материала при условии $W_{\text{газ}} > W_{\text{м}}$ определяется по формуле Б. И. Китаева [26], [40]

$$t_{\text{м}} = t_{\text{м}}^{\text{н}} + (t_{\text{газ}} - t_{\text{м}}^{\text{н}})(1 - e^{-L}) \text{ град}, \quad (97)$$

$$L = 3,6 \frac{\alpha_{\Sigma} F_{\text{м}}}{c_{\text{м}} \rho_{\text{м}}} \left(1 - \frac{W_{\text{м}}}{W_{\text{газ}}} \right) \tau, \quad (98)$$

где $t_{\text{м}}^{\text{н}}$ — начальная температура материала, град;

$t_{\text{газ}}$ — начальная температура газа, град;

α_{Σ} — суммарный коэффициент теплопередачи, учитывающий внутреннее тепловое сопротивление кусков шихты, Вт/м² · град;

$F_{\text{м}}$ — поверхность нагрева 1 м³ слоя, м²/м³;

$c_{\text{м}}$ — теплоемкость материала, кдж/кг · град;

$\rho_{\text{м}}$ — плотность материала, кг/м³;

τ — время с начала нагрева, ч.

Температура газа при выходе из слоя определяется по уравнению [40]

$$t_{газ} = t'_{газ} + \frac{W_M}{W_{газ}} t_M \text{ град}, \quad (99)$$

где $t'_{газ}$ — конечная температура газа, град.

Значения суммарного коэффициента теплопередачи α_z по данным Б. И. Китасва можно принять:

для шара

$$\alpha_z = \frac{\alpha}{1 + 0,2\pi R/k_M} = \frac{\alpha}{1 + 0,2Bi} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (100)$$

для цилиндра

$$\alpha_z = \frac{\alpha}{1 + 0,286\pi R/k_M} = \frac{\alpha}{1 + 0,286Bi} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (101)$$

где α — коэффициент внешней теплоотдачи от газов к поверхности кусков материала; $\alpha = \alpha_{кон} + \alpha_{луч}$ вт/м² · град.

В расчетах процесса теплообмена удобнее пользоваться коэффициентом теплопередачи, отнесенным не к величине поверхности кусков материала α_z , а к единице объема слоя α_{Vz} .

Если обозначим V_M — объем кусков шихты в 1 м³ слоя, K_n — коэффициент пустотности или порозность слоя, то объем 1 м³ слоя шихты будет равен:

$$V_{сл} = \frac{V_M}{1 - K_n}.$$

Следовательно,

$$\alpha_z F = \alpha_{Vz} \frac{V_M}{1 - K_n}.$$

Связь между α_z и α_{Vz} выражается уравнением [26]

$$\alpha_z = \alpha_{Vz} \frac{d}{7,5(1 - K_n)} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Если известно значение α_{Vz} , то показатель степени L уравнения (97) будет иметь вид

$$L = 3,6 \frac{\alpha_{Vz}}{c_M \rho_M (1 - K_n)} \left(1 - \frac{W_M}{W_{газ}} \right) \tau. \quad (103)$$

Если вместо плотности материала ρ_M взять насыпную плотность $\rho_{н.м.}$, то получим

$$L = 3,6 \frac{\alpha_{Vz}}{c_M \rho_{н.м.}} \left(1 - \frac{W_M}{W_{газ}} \right) \tau. \quad (104)$$

Разность между температурой поверхности и середины куска определяется по формуле [26]

$$t_n - t_{с} = t'_{газ} \frac{\alpha_z R}{2\lambda} \left(1 - \frac{W_M}{W_{газ}} \right) e^{-L'} \text{ град}, \quad (105)$$

$$L' = 10,8 \frac{\alpha_z}{c_M \rho_M R} \left(1 - \frac{W_M}{W_{газ}} \right) \tau, \quad (106)$$

где R — радиус (средний) куска, м;

λ — коэффициент теплопроводности материала, вт/м · град.

Для определения коэффициента внешней теплоотдачи в слое естественных кусков материала, отнесенного к температуре поверхности, можно воспользоваться формулой [26]

$$\alpha_V = A \frac{v_{газ}^{0,9} T^{0,3}}{d^{0,75}} M \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (107)$$

где A — коэффициент; для известняка $A=193$, для кокса $A=198$, антрацита $A=163$, шамота $A=157$, агломерата $A=175$;

$v_{газ}$ — скорость газов, рассчитанная по полному сечению шахты, при нормальных условиях, м/сек;

T — абсолютная температура, °K;

d — средний диаметр кусков, м;

M — коэффициент, зависящий от порозности слоя; для рядовой шихты M принимается равным 0,5.

На рис. 14 представлен график для определения α_V при $M=0,5$ и средних значений $A=186$. Суммарный коэффициент теплопередачи α_{Vz} , учитывающий внешнее и внутреннее тепловое сопротивление кусков материала, определяется по формуле [26]

$$\frac{1}{\alpha_{Vz}} = \frac{1}{\alpha_V} + \frac{R^2}{9\lambda}. \quad (108)$$

Необходимая высота слоя (от верха до рассматриваемого уровня) для завершения процесса теплообмена до $t_M=0,95 t_{газ}$ определяется по уравнению [26]

$$H = 0,83 V_F \frac{c_M \rho_M (1 - K_n)}{\alpha_{Vz} \left(1 - \frac{W_M}{W_{газ}} \right)} \text{ м}, \quad (109)$$

где V_F — напряжение сечения по объему слоя материала, м³/м² · ч, т. е. скорость опускания материала в шахте, м/ч.

Продолжительность нагрева

$$\tau = \frac{H}{V_F} \text{ ч}. \quad (110)$$

При расчетах печи можно ее высоту разделить на ряд участков, имеющих свою среднюю температуру газов. В этом случае время для нагрева материала на участке от температуры t_m' до t_m'' находится по формуле [6]

$$\tau = \frac{v_m}{3,6\alpha_v F} \cdot \ln \frac{t_{газ} - t_m'}{t_{газ} - t_m''} \quad (111)$$

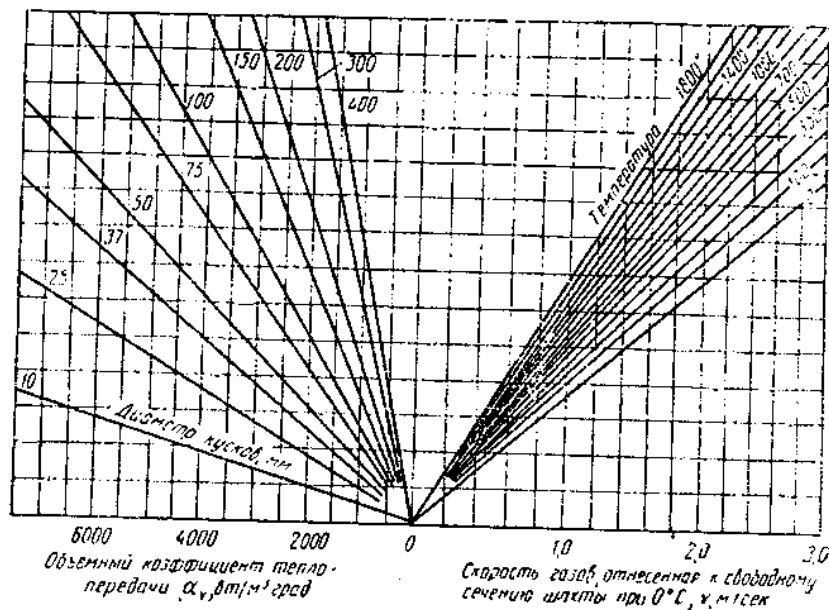


Рис. 14. Номограмма для определения объемного коэффициента теплопередачи по скорости и температуре газов в зависимости от диаметра кусков материала

Для зоны обжига при значительных затратах тепла на диссоциацию материалов обычно $W_{газ} < W_m$. Поэтому теплообмен мало зависит от теплопроводности материала и в расчетах вместо α_v можно пользоваться значениями α_v' .

Для случая, когда $W_{газ} < W_m$ температуры материала и газов определяются по следующим формулам [40]:

$$t_{газ} = t_{газ}' - (t_{газ}' - t_m) (1 - e^{-L}) \text{ град}, \quad (112)$$

где

$$L = \frac{\sigma_v F_m}{c_m \rho_m} \left(\frac{W_m}{W_{газ}} - 1 \right) \tau, \quad (113)$$

$$t_m'' = t_m' - (t_{газ}' - t_{газ}) \frac{W_{газ}}{W_m} \text{ град}. \quad (114)$$

Для кипящего слоя продолжительность тепловой обработки материалов можно определить по формуле [40]

$$\tau = \frac{H \omega_{ср} (1 - f) \rho_m}{G_0 K_v} \tau, \quad (115)$$

где H — высота слоя, м;

$\omega_{ср}$ — среднее сечение слоя, м²;

f — порозность кипящего слоя;

ρ_m — плотность частиц материала, кг/м³;

G_0 — количество поступающего в слой сыпучего материала, кг/ч;

K_v — коэффициент, учитывающий изменение объемной массы частиц при тепловой обработке.

Вследствие малого диаметра частиц (0,5—4 мм) и интенсивного обтекания их газами коэффициент теплоотдачи конвекцией от кипящего слоя к поверхности частиц достигает 600—800 Вт/м²·град.

Продолжительность нагрева частиц материала по взвешенном слое в восходящем потоке определяется по формуле [40]

$$\tau = \frac{H}{v_{ср}} \frac{d^2 (\rho_m - \rho_{газ}) g}{18 \rho_{газ} \gamma_{газ}} \tau, \quad (116)$$

где $v_{ср}$ — средняя по высоте скорость газа, м/сек;

d — диаметр частицы, м;

$\rho_{газ}$, $\gamma_{газ}$ — соответственно плотность, кг/м³, и кинематическая вязкость газа, м²/ч.

При горизонтальном движении

$$\tau = \frac{18 H \rho_m \gamma_{газ}}{d^2 (\rho_m - \rho_{газ}) g} \tau. \quad (117)$$

Пример

Определить высоту зоны теплообмена при нагреве шихтовых материалов газами с температурой $t_{газ}' = 850^\circ$. Средний размер кусков $d_{ср} = 0,05$ м. Скорость движения газов, отнесенная к полному сечению слоя, $v_0 = 1,6$ м/сек. Напряжение сечения слоя $V_p = 1,8$ м³/м²·ч. Коэффициент пустотности $K_p = 0,5$. Теплоемкость газа $c_{газ} = 1,45$ кДж/м³·град, теплоемкость материала $c_m = 0,92$ кДж/кг·град. Плотность $\rho_m = 2200$ кг/м³. Начальная температура шихты 0° . Удельный расход газов, проходящих через слой, $V_{газ} = 1,05$ м³/кг шихты.

Находим водяные числа:

для материала при $G_m = 1$ кг/ч

$$W_m = G_m c_m = 1 \cdot 0,92 = 0,92 \text{ кДж/ч·град},$$

для газов

$$W_{газ} = V_{газ} c_{газ} = 1,05 \cdot 1,45 = 1,525 \text{ кДж/ч·град}.$$

Теплообмен происходит при условии $W_{газ} > W_{ч}$, отношение

$$\frac{W_{ч}}{W_{газ}} = \frac{0,92}{1,525} = 0,603.$$

Коэффициент внешней теплоотдачи находим при средней температуре газов 425° по графику рис. 14 — $\alpha_{в} = 4900 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$

Принимая для материала $\lambda_m = 1,67 \text{ вт/м} \cdot \text{град.}$, находим суммарный коэффициент теплопередачи по формуле (108)

$$\frac{1}{\alpha_{\Sigma}} = \frac{1}{4900} + \frac{0,025^2}{9 \cdot 1,67} + 0,0002436; \alpha_{\Sigma} = \frac{1}{0,0002436} = 4110 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Определяем высоту зоны теплообмена по формуле (109)

$$H = 0,83 \cdot 1,8 \cdot \frac{0,92 \cdot 2200 (1 - 0,5)}{4110 (1 - 0,603)} = 0,92 \text{ м.}$$

Продолжительность нагрева куска по формуле (110)

$$\tau = \frac{H}{V_F} = \frac{0,92}{1,8} = 0,51 \text{ ч.}$$

Определим разность между температурами поверхности и середины куска материала в конце нагрева.

Коэффициент теплопередачи, отнесенный к поверхности куска, находим по формуле (102)

$$\alpha_{\Sigma} = 4110 \cdot \frac{0,05}{7,5 (1 - 0,5)} = 55 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Показатель степени определяем по формуле (106)

$$L' = 10,8 \cdot \frac{55}{0,92 \cdot 2200 \cdot 0,025} (1 - 0,603) \cdot 0,51 = 2,38.$$

Значение e^{-L} находим по графику (приложение 19) — $e^{-2,38} = 0,092$.

Тогда по формуле (105) разница в температурах поверхности и середины куска будет равна:

$$t_{пов} - t_{ц} = 850 \cdot \frac{55 \cdot 0,025}{2 \cdot 1,67} (1 - 0,603) \cdot 0,092 = 13^{\circ}.$$

Определим среднюю по массе температуру материала по формуле (97)

$$t_m = t'_{газ} (1 - e^{-L}) \text{ град.}$$

Показатель степени L находим по формуле (103)

$$L = 3,6 \cdot \frac{4110}{0,92 \cdot 2200 (1 - 0,5)} (1 - 0,603) \cdot 0,51 = 2,97.$$

Значение e^{-L} находим по графику (приложение 19) — $e^{-2,9} = 0,05$, тогда $t_m = 850 (1 - 0,05) = 807^{\circ}$.

Температуру газов при выходе из слоя определим по формуле (99)

$$850 - t'_{газ} = 0,603 \cdot 807; t'_{газ} = 850 - 487 = 363^{\circ}.$$

§ 5. Теплозные режимы печей

Тепловая обработка материалов или изделий по технологическим требованиям производства завершается при вполне определенных конечных температурах нагрева. При этом требования к скорости подъема температур могут быть самые различные.

В большинстве случаев в обжиговых печах непрерывного действия происходит постепенный нагрев материалов с увеличенной зоной подогрева (в целях использования тепла продуктов горения топлива). В каждом сечении печи устанавливаются определенные температуры, поэтому печь условно можно разделить на зоны: сушки, дегидратации, декарбонизации, спекания, охлаждения и т. д.

Основным требованием обжига материалов является нагрев материала до конечной температуры обжига с максимальной скоростью подъема температур.

При плавлении шихтовых материалов в плавильных печах скорость нагрева и плавления материалов должна быть максимальной.

Совершенно другие требования предъявляются к обжигу изделий.

При обжиге керамических огнеупорных изделий требуется не только нагрев до определенной температуры, но также получить изделия высокого качества без изменения формы и без трещин. Здесь режим обжига устанавливается в зависимости от допустимых скоростей нагрева.

В печах периодического действия нагрев изделий сопровождается изменением температур в рабочем пространстве в соответствии с кривой обжига. В этом случае в печи происходит изменение тепловой нагрузки во времени. В непрерывно работающих печах тепловая нагрузка не изменяется во времени, но температура для отдельных зон или участков рабочего пространства печи будет различной. В том и другом случае нагрев изделий происходит по заданному температурному графику, но при разных тепловых режимах.

Тепловой режим печи характеризуется следующими показателями:

тепловой нагрузкой печи, т. е. количеством подводимого тепла в единицу времени;

температурами в рабочем пространстве или в отдельных зонах печи, обеспечивающими необходимую скорость нагрева материала или изделий по заданному графику;

газовой атмосферой и зависимости от требований окислительной или восстановительной среды на различных стадиях процессов нагрева или обжига.

Температура обжига

Температурный график, характеризующий скорость подъема температур и продолжительность, определяется технологическими условиями обжига и особенностями процессов теплообмена, движения газов и сжигания топлива, свойственных данной конструкции печи. Температура обжига для некоторых керамических, огнеупорных изделий и материалов приводится в табл. 5 [1], [2].

Таблица 5
Температура обжига изделий и материалов

Виды изделий и материалов	Температура обжига, град
Кирпич строительный:	
пластичный	900—1050
полусухой	950—1100
Черепица	950—1050
Дренажные трубы	950—1000
Фаянсовые облицовочные плитки:	
утельные	1250—1320
политые	1100—1260
Плитки для пола	1160—1300
Канализационные трубы	1150—1280
Фаянс:	
утельный	1060—1280
политый	1060—1300
Твердый фаянс:	
утельный	1250—1280
политый	1100—1200
Твердый фарфор	1320—1450
Мягкий фарфор	1250—1300
Кислотоупорные огнеупоры	1280—1350
Шамотные изделия	1250—1380
Высокоглиноземные изделия	1550—1650
Шамотные изделия полусухого прессования	1300—1400
Кварцевые изделия	1400—1600
Мулитовые изделия	1450—1500
Корундовые изделия	1700—1780
Магнезитовые изделия	1560—1600
Хромомагнезитовые изделия	1600—1720
Динасовые изделия	1420—1480
Металлургический магнезит	1600—1650
Доломит зернистый	1650—1700
Шамот	1300—1350
Цементный клинкер	1450—1480
Известь	1200—1300

При обжиге под влиянием теплового воздействия в керамических массах протекают физико-химические процессы, связанные с различной степенью спекания материала. При обжиге вследствие структурных превращений, теплового расширения и

усадки при заполнении пор жидкой фазой происходит изменение объема материала, в результате которого в нем возникают внутренние напряжения. Поэтому для получения высококачественных изделий, не имеющих трещин или деформаций, устанавливаются особые требования к процессам обжига, заключающиеся в равномерном нагреве и охлаждении изделий по всей массе с допустимой скоростью изменения температур при нагреве и охлаждении.

Отформованные керамические изделия обладают некоторой влажностью, которая зависит от технологического способа производства. Перед обжигом они обычно высушиваются в сушилах. В процессе обжига при нагреве изделий до $t=110^\circ$ происходит удаление остаточной влажности. В пределах температур от 400 до 500° удаляется основная масса конституционной влаги, а при температуре 573° — перерождение β -кварца в α -кварц, связанное с увеличением объема.

Опыт показывает, что в период удаления конституционной воды и перерождения кварца скорость нагрева керамических изделий можно не ограничивать. Однако при температурах 650—800° в зависимости от состава глины начинается образование жидкой фазы, которая заполняет поры и стягивает частицы основного материала, вызывая огневую усадку. В интервале температур 700—1000° скорость подъема температур ограничивается допустимым перепадом внутри изделий, величина которого для керамических изделий составляет 80 град/ч [1]. При конечной температуре обжига необходима выдержка для выравнивания температур по толщине изделий и завершения протекающих реакций. Ответственным периодом обжига является также начало охлаждения керамических изделий. Скорость снижения температур при этом ограничивается величиной температурного перепада порядка 30—35 град/ч в изделиях из легкоплавких глин.

После медленного охлаждения изделий на 100—150° дальнейшее охлаждение их можно интенсифицировать, допуская величину температурного перепада для керамических изделий 120—125 град/ч. При охлаждении диносовых изделий требуется замедленное охлаждение в интервалах температур, соответствующих переходу кварца из одной модификации в другую (при 573° α -кварц переходит в β -кварц с увеличением объема на 0,82%, при 276—180° α -кристобалит переходит в β -кристобалит с увеличением объема на 2,8%).

При формировании фарфорового черепка необходимо поддерживать также газовый режим, который характеризуется окислительной или восстановительной средой (в первом случае в продуктах горения содержится до 4% кислорода, во втором — менее 0,2% в присутствии CO). Восстановительная среда при обжиге фарфора обычно поддерживается в интервале температур 1040—1250° для восстановления окисных форм железа в закисную.

Продолжительность обжига

Продолжительность обжига изделий зависит:

от вида обжигаемого материала и его физических свойств (теплопроводности, температуропроводности, механической прочности, плотности и др.);

от температуры обжига, до которой необходимо нагреть обжигаемые изделия; более высокие температуры обжига требуют большей продолжительности нагрева;

от скорости изменения температур в отдельные периоды нагрева или охлаждения изделий; диносовые изделия, например, при обжиге в интервале температур 1350—1430° допускают очень малую скорость подъема температур; при обжиге шамотных изделий — более высокие скорости нагрева и охлаждения садки, позволяющие провести весь цикл обжига за 24 ч;

от плотности садки изделий в рабочем пространстве печи и типа садки, влияющей на скорость нагрева и охлаждения изделий, находящихся внутри садки;

от формы обжигаемых изделий; фасонные изделия больших размеров с различной толщиной стенок требуют особого режима подъема температуры и охлаждения, чтобы не возникали большие внутренние напряжения, поэтому продолжительность обжига фасонных изделий всегда больше, чем нормального кирпича;

от условий теплоотдачи от газов и стенок рабочего пространства на поверхность изделий и движения газов в рабочем пространстве печи.

Наилучшие условия теплообмена могут быть при высоких температурах печных газов и интенсивной циркуляции их среди обжигаемых изделий. При заполнении всего рабочего пространства печи обжигаемыми изделиями большая роль в теплообмене принадлежит конвекции, поэтому движение газов значительно влияет на процессы теплообмена.

При высоких температурах обжига большое значение в процессах теплообмена имеет способ сжигания топлива. Равномерное сжигание топлива непосредственно в рабочем пространстве печи, в среде обжигаемых изделий, а также равномерное перемешивание топлива с воздухом, обеспечивающим полноту горения, являются важными факторами в повышении скорости нагрева и равномерности прогресса всей садки. Для этой цели предусматривают подачи инжекторного или вентиляторного воздуха непосредственно в горелки и эжекцию газов в зоне подогрева туннельных печей.

Продолжительность обжига в большей степени зависит от конструкции и размеров печи, ее состояния, герметичности, подсосов окружающего воздуха и распределения температур по сече-

нию рабочего пространства. Ориентировочные данные по продолжительности обжига керамических и огнеупорных изделий в туннельных печах приводятся в табл. 6 [21]. Практические параметры обжига различных изделий приведены в приложении 21.

Таблица 6

Продолжительность обжига изделий в туннельных печах

Наименование	Продолжительность обжига, ч
Облицовочные плитки:	
угельные в канселях	40—42
угельные на этажерках	48
политые в канселях	22—24
Плитки для полов при обжиге на этажерках	48
Канализационные трубы:	
D=150—400 мм	49
D=400 мм	68
Санитарно-техническая керамика:	
в малых печах	24
в средних печах	28
Строительная керамика	19—48
Электрофарфоровые изделия	40—60
Спецкерамика	24—100
Шамотные изделия	30—58
Диносовые изделия	120—140
Высокоглиноземистые изделия	50—80
Магнетитохромитовые изделия	78—85

Следует учитывать, что отдельные конструктивные усовершенствования печи, улучшающие выравнивание температур газовой среды по сечению садки изделий (поперечная циркуляция, воздушные завесы и др.), приводят к сокращению продолжительности обжига.

Циркуляция газов и устройство воздушных завес, способствующих интенсивному перемешиванию печных газов среди садки, позволяют уменьшить длину печи, сохраняя ее часовую производительность и получить хорошие эксплуатационные результаты при обжиге изделий.

При выборе продолжительности обжига следует учитывать опыт передовых заводов по интенсификации процесса обжига керамических и огнеупорных изделий в печах больших и средних размеров. Однако при этом надо учитывать, что скоростной режим обжига требует всестороннего учета производственных условий (конструкции печи, вида топлива, качества и свойств применяемого сырья, а иногда и климатических условий).

§ 6. Расчет продолжительности обжига изделий

Основным параметром при выборе рационального режима обжига является максимально допустимая скорость нагрева и охлаждения изделий и время выдержки их при максимальной температуре.

По предложению Н. Н. Доброхотова допустимую скорость нагрева и охлаждения керамических изделий можно определить по формуле [1]

$$v_{\text{доп}} = \frac{\Delta t_{\text{доп}} a}{k s^2} \text{ град/ч}, \quad (118)$$

где $\Delta t_{\text{доп}}$ — максимально допустимая разность температур в теле изделия при его нагреве или охлаждении;

a — коэффициент температуропроводности материала, определяющийся по формуле (88);

$$a = \frac{3,6\lambda}{c\rho} \text{ м}^2/\text{ч};$$

k — коэффициент, зависящий от формы тела, а также от типа и плотности садки; для пластины он равен 0,5; для куба — 0,2; для шара — 0,167; для цилиндра — 0,2—0,25; максимальное значение $k = 0,5$;

s — толщина прогрева изделий, м.

При двустороннем симметричном нагреве s равно половине толщины пластины или радиусу цилиндра или шара; при двустороннем несимметричном нагреве $s = 0,75$ толщины пластины и при одностороннем нагреве — толщине пластины.

Величина $\Delta t_{\text{доп}}$ зависит от физических свойств материала (прочности, коэффициента расширения, модуля упругости, коэффициента Пуассона) и не зависит от размеров тела. Эта величина характеризует чувствительность материала к нагреву [2]. Величина $\Delta t_{\text{доп}}$ определяется экспериментальным путем. По данным И. М. Семенюка значения ее для некоторых глин приведены в табл. 7 [2].

Таблица 7

Наименование	Нагрев, град			Охлаждение, град		
	100—700	700—1000	1000—1200	1200—1000	1000—850	850—100
Киевская спондиловая глина	110	85	—	—	30	125
Часоварская глина	135	75	70	25	100	130
Часоварская глина 60% и часоварский шпат 40%	120	85	80	30	125	140

Допустимую скорость нагрева плоских керамических изделий можно определить по приближенной формуле Н. Н. Доброхотова [1]

$$v_{\text{доп}} = \frac{40\Delta t_{\text{доп}}}{(100s)^2} \text{ град/ч}. \quad (119)$$

Время выдержки при конечной температуре для выравнивания температур (до 90—95%) можно определить по формуле [1]

$$\tau_{\text{выл}} = 700s^2 \text{ ч}, \quad (120)$$

где s — определяющий размер изделий, м.

Время нагрева или охлаждения в известном интервале температур от t_1 до t_2 равно:

$$\tau_1 = \frac{t_2 - t_1}{v_{\text{доп}}} \text{ ч}. \quad (121)$$

Пример

Рассчитать режим обжига нормального шамотного кирпича из часоварской глины при симметричном нагреве с двух сторон. Абсолютная влажность загружаемого в печь кирпича $w = 5\%$. Вес сухого кирпича $G_1 = 3,8$ кг, толщина кирпича 65 мм, определяющий размер 0,033 м.

1. Нагрев до 120°.

Количество испаряемой влаги $G_{\text{вл}} = 3,8 \cdot 0,05 = 0,19$ кг.

Активная поверхность теплообмена и испарения одиночного кирпича, поставленного на ребро,

$$F = 2 \cdot 0,23 \cdot 0,113 + 0,23 \cdot 0,065 + 2 \cdot 0,113 \cdot 0,065 = 0,082 \text{ м}^2.$$

Количество влаги, приходящееся на 1 м² активной поверхности,

$$G_F = \frac{0,19}{0,082} = 2,32 \text{ кг/м}^2.$$

При сьеме влаги примерно 0,3 кг/м² · ч с активной поверхности время, необходимое для нагрева до 120°, составляет:

$$\tau_1 = \frac{2,32}{0,3} = 7,73 \text{ ч}.$$

2. Период нагрева от 120 до 700°.

Определяем допустимую скорость подъема температур. По табл. 6 $\Delta t_{\text{доп}} = 120^\circ$, тогда

$$v_{\text{доп}} = \frac{40\Delta t_{\text{доп}}}{(100s)^2} = \frac{40 \cdot 120}{3,3^2} = 440 \text{ град/ч}.$$

$$\text{Время нагрева } \tau_2 = \frac{700 - 120}{440} = 1,32 \text{ ч}.$$

3. Период нагрева от 700 до 1400°.

Принимая для этого периода $\Delta t_{\text{доп}} = 80^\circ$, получим: $v_{\text{доп}} = \frac{40 \cdot 80}{3,3^2} = 294 \text{ град/ч}.$

$$\text{Время нагрева } \tau_3 = \frac{1400 - 700}{294} = 2,38 \text{ ч}.$$

4. Выдержка при конечной температуре

$$\tau_{\text{выд}} = 700s^2 = 0,07 \cdot 3,3^2 = 0,76 \text{ ч.}$$

5. Охлаждение в интервале температур от 1400 до 1000° при значении $\Delta t_{\text{доп}} = 30^\circ$

$$v_{\text{доп}} = \frac{40 \cdot 30}{3,3^2} = 110 \text{ град/ч.}$$

$$\text{Время охлаждения } \tau_4 = \frac{1400 - 1000}{110} = 3,64 \text{ ч.}$$

6. Охлаждение в интервале температур от 1000 до 850° при $\Delta t_{\text{доп}} = 125^\circ$

$$v_{\text{доп}} = \frac{40 \cdot 125}{3,3^2} = 458 \text{ град/ч.}$$

$$\text{Время охлаждения } \tau_5 = \frac{1000 - 850}{458} = 0,33 \text{ ч.}$$

7. Период охлаждения от 850 до 70° при $\Delta t_{\text{доп}} = 140^\circ$

$$v_{\text{доп}} = \frac{40 \cdot 140}{3,3^2} = 515 \text{ град/ч.}$$

$$\text{Продолжительность охлаждения } \tau_6 = \frac{850 - 70}{515} = 1,52 \text{ ч.}$$

8. Общая продолжительность обжига равна суммарному времени нагрева, выдержки и охлаждения

$$\tau_{\text{обж}} = 7,73 + 1,32 + 2,38 + 0,76 + 3,64 + 0,33 + 1,52 = 17,68 \text{ ч.}$$

Таким образом, по оптимальному режиму обжига, рассчитанному из основе допустимой разницы температур в теле изделия при его нагреве и охлаждении, получили, что при двустороннем нагреве кирпича общая продолжительность обжига составляет не более 18 ч.

Глава IV

ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И РАЗМЕРЫ ПЕЧЕЙ

§ 1. Удельная производительность

Часовая производительность печей и сушил зависит от типа, конструктивных особенностей и размеров рабочего пространства печей или сушил, а также от продолжительности тепловой обработки, вида материалов, подвергаемых тепловой обработке, и конечных температур нагрева материалов или изделий.

Если известна продолжительность тепловой обработки и емкость (вместимость) печи, то ее производительность будет равна:

$$P = \frac{G}{\tau} \text{ т/ч,} \quad (122)$$

где G — емкость печи или количество одновременно загружаемых изделий или материалов, т;

τ — продолжительность тепловой обработки материалов или изделий, ч.

Емкость печи связана с геометрическими размерами рабочего пространства, из которых определяющими размерами служат объем и площадь. Эффективность использования этих размеров рабочего пространства выражается удельной производительностью, которая представляет собой относительную величину производительности по отношению к 1 м³ объема рабочего пространства печи или к 1 м² площади пода.

Удельная производительность, характеризующая использование объема печи или съем продукции с 1 м³ объема печи, выражается формулой

$$P_v = \frac{G}{\tau V} \text{ т/м}^3 \cdot \text{ч} \quad (123)$$

или

$$P_v = 24 \frac{G}{\tau V} \text{ т/м}^3 \cdot \text{сут.} \quad (124)$$

где V — внутренний объем рабочего пространства печи, м³.

Таблица 8

Удельная производительность, характеризующая использование пода печи или съём продукции с 1 м² пода печи, выражается формулой

$$P_F = \frac{G}{F} \tau / \text{м}^2 \cdot \text{ч} \quad (125)$$

или

$$P_F = 24 \frac{G}{F} \tau / \text{м}^2 \cdot \text{сут.} \quad (126)$$

где F — площадь пода печи, $F = V/H$ м²;

H — высота рабочего пространства, м.

Отношение $\frac{G}{V}$ можно рассматривать как плотность садки или $\frac{G}{F} = Hg$ как плотность укладки материала или изделий на поду печи. Плотность садки является относительной величиной, представляющей собой степень заполнения рабочего пространства печи материалом,

$$\frac{g}{\rho} = \frac{G}{V} \cdot \frac{V_m}{G} = \frac{V_m}{V}, \quad (127)$$

где ρ — плотность материала, т/м³;

V_m — объем, занимаемый материалом, м³.

Если известна удельная производительность печи, то объем рабочего пространства определяется по формуле

$$V = \frac{P}{P_F} \text{ м}^3, \quad (128)$$

где P — часовая производительность печи, кг/ч.

Так же можно определить площадь пода печи (вагонеток) или для вращающихся печей внутреннюю поверхность футеровки

$$F = \frac{P}{P_F} \text{ м}^2. \quad (129)$$

Такой метод расчета основан на использовании достигнутых в производственных условиях показателей работы печей при конкретных условиях производства.

Производственные показатели работающих печей обычно используются для обоснования выбранных размеров и производительности при проектировании печей. Некоторые данные удельной производительности печей силикатной промышленности приведены в табл. 8.

Удельная производительность некоторых печей силикатной промышленности

Печь и ее назначение	P_F , кг/м ² ·ч	P_V , кг/м ³ ·ч
Ванная стекловаренная печь (съём с 1 м ² варочной части):		
листового стекла	25—42	—
электроколбоного стекла	20—42	—
технического стекла	33—50	—
стеклянной тары	40—62	—
Вращающиеся печи с внутренними теплообменными устройствами для обжига цементного клинкера по мокрому способу (м):		
2,5×75	13,7	24,9
3,6/3,3×150	16,5—18,1	20,8—23,4
4,0×150	20,1	21,7
4,5×170	22,3	21,2
5,0×180	23,3—27,4	20—23,5
5,6×183	27,6	20,7
5,3×230	20—23,1	16—18,5
Вращающиеся печи с конвейерными кальцинаторами для обжига цементного клинкера (м):		
2,5×26	41—47	78—89
3,6×40	45—50	53—57
4,0×60	49—53	54—59
5,0×80	60—65	53—56
Полые печи для обжига:		
глины	22—25	—
доломита	12—15	—
магнезита	13—15	—
Туннельные печи для обжига шамотных изделий (м):		
2,1×148,5	27,0	14,7
3,04×130	23,7	12,8
3,0×60	41,3	22,7

§ 2. Камерные печи

Камерные печи периодического действия просты по конструкции (рис. 15). Они применяются при обжиге массивных изделий сложной конфигурации и в некоторых других случаях.

Полезный объем печной камеры, т. е. внутренний объем, занимаемый садкой изделий, обеспечивающий заданную годовую производительность по годной продукции, определяется по формуле

$$V = \frac{P_z \cdot 100}{z_T g (100 - m)} \text{ м}^3, \quad (130)$$

где P — годовая производительность, $t/год$;

τ — продолжительность цикла обжига (загрузка, выгрузка, подготовка камеры); при обжиге изделий санитарно-строительной керамики $\tau=96-144$ ч, шамотных фасонных изделий $\tau=144-288$ ч; dinasовых фасонных $\tau=288-480$ ч, магнезитовых $\tau=192-240$ ч;

z_r — число часов работы печи в год, равнос 7920—8280 ч;

m — потери и брак изделий, считая от подачи в печь до поступления на склад, %;

g — плотность садки, t/m^3 , при обжиге фарфоровых и фаянсовых изделий $g=0,06-0,18$; строительного кирпича $g=0,85-1,10$; шамотных изделий $g=0,65-1,00$; dinasовых изделий $g=0,80-1,10$; магнезитового кирпича $g=1,30-1,50$.

Внутренний объем камер печей периодического действия может быть различных размеров — от малых с объемом $0,5 m^3$ до крупных печей в $500 m^3$.

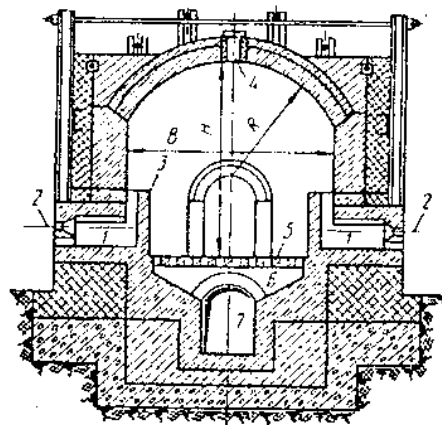


Рис. 15. Камерная периодическая печь для обжига огнеупорных изделий:

1 — топка; 2 — ось форсунки; 3 — эрализирующая стенка; 4 — отверстие для отбора горячего воздуха; 5 — подовая решетка; 6 — уравнивательный канал; 7 — дымовой бороз.

нению с печами малого объема. Это приводит к уменьшению удельной производительности печи и повышению удельного расхода топлива, а неравномерность обжига увеличивает количество бракованных изделий.

Размеры камерных печей выбираются в зависимости от вида обжигаемых изделий, например: для обжига специальных видов

гонкой керамики $4-20 m^3$, технического фарфора $50-100 m^3$, огнеупорных изделий $100-200 m^3$.

Производительность печи в месяц без учета потерь и отходов при обжиге определяется по формуле

$$P_{мес} = \frac{720 V_n g}{\tau} t, мес., \quad (131)$$

где V_n — полезный объем в печи, m^3 ;

720 — число часов работы в месяц, ч.

Емкость печи в тоннах может быть получена по данным объема печи и плотности садки

$$G_n = V_n g \tau. \quad (132)$$

Высота садки и размеры камеры по длине и ширине выбираются конструктивно, исходя из удобства обслуживания печи и наилучших условий сжигания топлива, движения газов и теплообмена, а также свойств обжигаемого материала.

Для огнеупорных изделий высота садки принимается в пределах $1,5-3,5$ м. При обжиге изделий в капсулах, имеющих большую механическую прочность, высота садки может быть более 3 м (до 5,5 м). Обычно высота садки определяется допустимой нагрузкой на нижние ряды сырья.

Ширина печи при одностороннем расположении топочных камер составляет обычно $2-3$ м. При большей ширине топки устраиваются с двух сторон. Для камер круглой формы топочные устройства распределяют равномерно по окружности. Полезный объем больших печей составляет примерно $0,8-0,9$, а малых печей $0,6-0,7$ геометрического объема камеры. Толщина стен печи принимается в пределах от 1,5 до 4 кирпичей. Применение легковесных материалов уменьшает потребную толщину стен.

Внутренняя футеровка камеры выполняется из огнеупоров, в зависимости от температуры обжига. Наружная тепловая изоляция применяется для стен небольшой толщины, обладающих малой инерцией при разогревах и охлаждении печи. Прямоугольные печи обычно имеют высокие своды круглые — сферические, камерные печи могут иметь плоский подвесной свод.

Ходки для загрузки и выгрузки изделий имеют высоту $1,8$ м и ширину $0,8$ м. Размеры топок для твердого топлива, считая по общей площади колосниковых решеток, в малых печах составляют $25-35\%$, в печах средней емкости — $15-25\%$ от площади пода печи.

Большое значение для работы камерных печей имеет конструкция газоотводящих устройств (подовая канализация), от которой зависит равномерность распределения газовых потоков и, следовательно, температур по сечению рабочей камеры. Равно-

мерность распределения газовых потоков по горизонтальному сечению садки зависит от сопротивления подовой решетки и газопроницаемости, т. е. от способа садки.

Относительно большое сопротивление подовой решетки по сравнению с общим сопротивлением садки, подподовых каналов и дымового бора способствует равномерному распределению движущихся газов по сечению садки. Это значит, что при относительно большом сопротивлении подовой решетки должно быть небольшое сопротивление подподовых каналов и дымового бора. Показатели работы камерных печей приводятся в приложении 20.

§ 3. Туннельные печи

Туннельные печи для обжига керамических и огнеупорных изделий имеют вагонеточный состав, передвигающийся вдоль туннеля с помощью толкателя. Это вносит свои особенности в расчет размеров туннельных печей.

Основными размерами рабочего пространства туннельных печей являются высота печи H , ширина B и длина L (рис. 16). Высота рабочего канала печи считается от пода вагонетки до замка свода, если изделия садятся непосредственно на под или от подставки до замка свода, если изделия садятся на подставки. Полная высота туннеля считается от головки рельсового пути до замка свода и определяется размерами вагонетки и высотой садки изделий на вагонетку. Высота садки изделий на вагонетку зависит от формы и вида обжигаемых изделий. Так, при обжиге магнезитовых, доломитовых и других высокоогнеупорных изделий высота садки принимается в 0,9—1,1 м, при обжиге шамотного и dinasовых изделий — 1,6—2,0 м, при обжиге красного строительного кирпича — 1,5—1,8 м, при обжиге фарфоровых и фаянсовых изделий — 1,2—2,0 м. Высота рабочего канала печи принимается примерно на 100 мм выше высоты садки. Ширина туннеля ограничивается условиями равномерности обжига изделий по всему сечению садки и конструктивными размерами вагонетки. При сжигании топлива в среде обжигаемых изделий необходимо обеспечить равномерность обжига по сечению садки. При проталкивании широких, тяжеловесных вагонеток, при большой длине печи возможны перекосы. Поэтому вагонетки имеют ширину не более 3,1 м.

В печах низкотемпературных, когда топливо сжигается в выносных топках, создаются более неблагоприятные условия для равномерного прогрева садки большой ширины, поэтому ширина печи имеет размеры 1,7—2,0 м. Длина вагонеток выбирается соответственно ширине, квадратной или прямоугольной формы с размерами до 3 м.

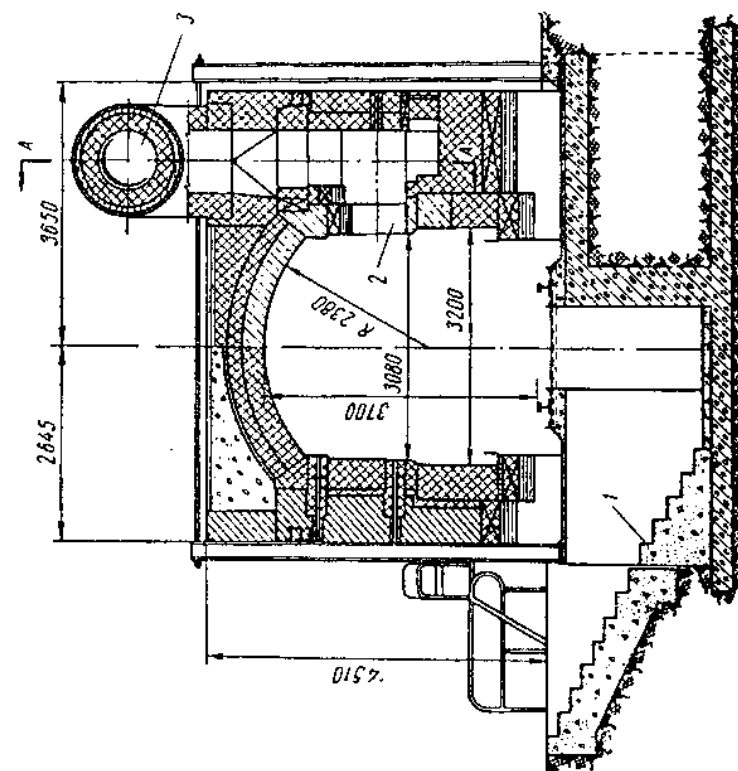
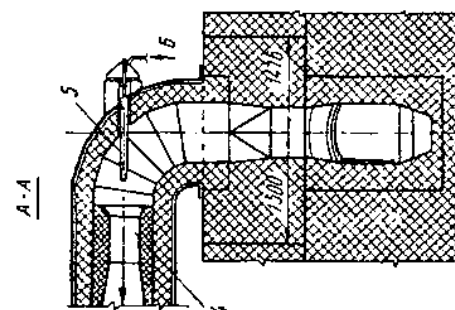


Рис. 16. Поперечный разрез зоны охлаждения туннельной печи:

1 — лестница для входа в контрольный горизонт; 2 — окно для отбора горячего воздуха; 3 — инжекторный канал; 4 — инжектор; 5 — сопло инжектора; 6 — трубопровод сжатого воздуха

Таблица 9

Размеры туннельных печей [42]

Обжигаемые изделия	Высота от пода до зенита свода, м	Ширина, м	Длина, м
Абразивные	0,4—1,6	1,0—1,7	20—100
Высокоглиноземистые	1,1	3,2	150—160
Днясовые	1,9—2,1	2,2—3,1	100—160
Керамические блоки	1,6—1,8	1,7—2,0	60—100
Канализационные трубы	1,4—1,6	1,8—2,4	100—120
Облицовочные плитки	1,3—1,5	1,1—1,8	60—100
Плитки для полов	1,3—1,5	1,1—1,8	60—110
Санитарно-технические	0,7—1,3	1,1—1,8	60—100
Строительный кирпич	1,8—2,0	1,7—3,0	45—105
Спецкерамика	0,1—0,7	0,3—0,8	10—30
Хромомагнитовые	0,8—1,1	3,2	150—160
Хозфарфор	1,1—1,9	1,1—1,7	50—100
Хозфарфор:			
1-й обжиг	0,7—1,9	1,1—1,8	25—100
2-й обжиг	1,1—1,9	1,0—1,8	50—110
Шамотные	1,8—2,1	2,2—3,1	60—150
Шамотный легковес	1,15	2,2—3,1	60—150
Электрофарфор	1,1—2,0	1,5—2,2	100—130

В табл. 9 приводятся размеры рабочего пространства печей, наиболее распространенных в керамической промышленности. Вагонетки представляют собой клепаную, сварную или литую

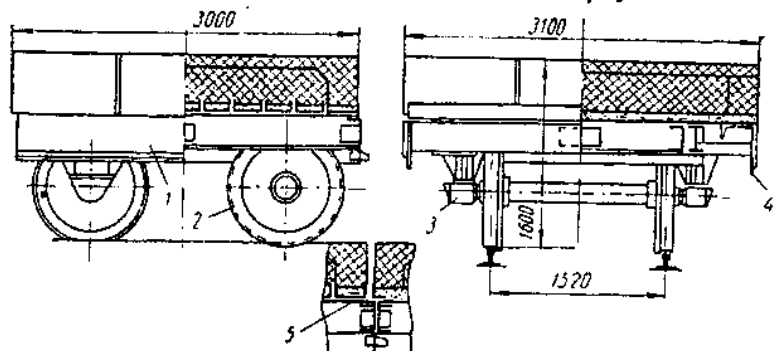


Рис. 17. Вагонетка туннельной печи 3×3,1 м:
1 — рама; 2 — скат; 3 — подшипник; 4 — нож; 5 — стик вагонеток

металлическую раму, установленную на колеса (рис. 17). Диаметр колес зависит от размеров вагонетки и составляет 250—1050 мм. Колеса имеют шариковые или роликовые подшипники. Рама опирается на оси колес с помощью букс. Под вагонетки футеруется огнеупорным материалом толщиной 250—525 мм с применением теплоизоляционных и легковесных кирпичей. В за-

висимости от температуры в зоне обжига верхний слой футеровки выполняется шамотным, хромомагнитовым или из огнеупорного бетона (при температурах обжига до 1300°).

Емкость вагонетки зависит от способа садки изделий и определяется количеством изделий, размещенных на вагонетке (рис. 18). К садке предъявляются высокие требования по прочности, устойчивости и проницаемости для движущихся газов. Чтобы создать более равномерный нагрев изделий по высоте садки, верхнюю часть ее делают более плотной. Габариты садки определяются размерами по ширине печи с учетом того, что между садкой и стенами туннеля оставляют щель 50—100 мм. Разрывы между садками отдельных вагонеток предусматриваются в пределах 300—900 мм.

Емкость печи определяется по формуле

$$G = nG_1 = \frac{L}{l_1} G_1 \tau \quad (133)$$

или

$$G = P \tau, \quad (134)$$

$$L = \frac{P}{G_1} l_1 \tau, \quad (135)$$

где L — длина печи;

n — количество вагонеток в печи;

l_1 — длина вагонетки, м;

G_1 — емкость одной вагонетки, т;

P — производительность печи, т/ч;

τ — продолжительность обжига, ч.

Часовая производительность печи может быть определена из ее годовой производительности из следующей зависимости:

$$P_c = P z_r \frac{100 - m}{100} \tau / 200, \quad (136)$$

где z_r — число часов работы печи в год; $z_r = (345 \div 360) \cdot 24 = 8280 \div 8640$ ч;

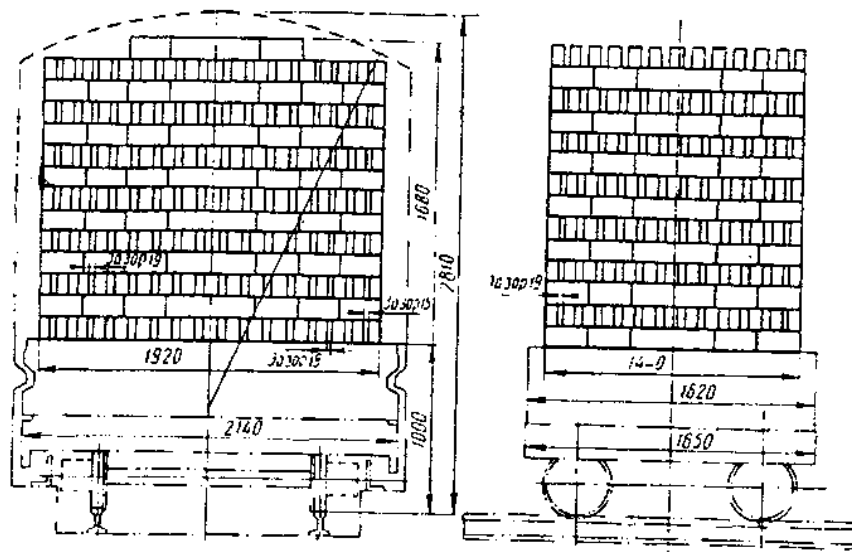
m — процент брака и потерь материала на пути от входа в печь до поступления на склад готовой продукции.

Если основные размеры печи известны или выбраны на основании практических данных, то производительность печи определяется по следующему уравнению:

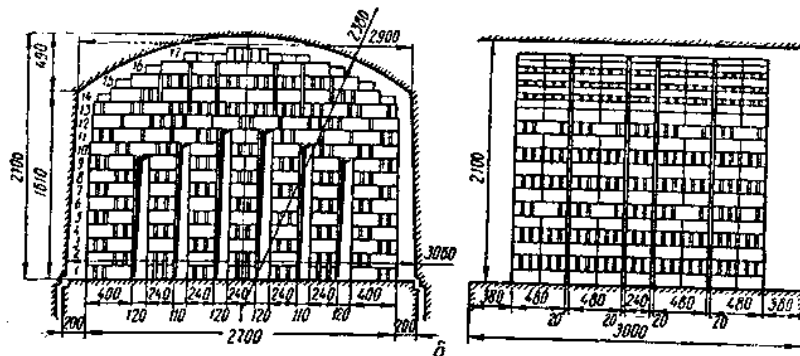
$$P = \frac{G_1 L}{l_1} = P_F B_1 L \tau / \tau, \quad (137)$$

где P_F — удельная производительность (напряженность пода вагонетки), т/м²·ч;

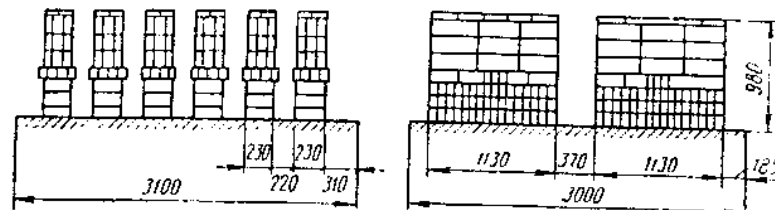
B_1 — ширина пода вагонетки, м.



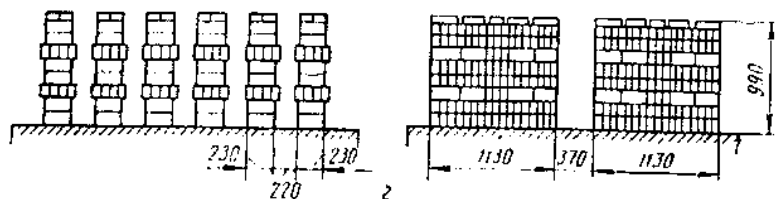
a



б



в



г

Длина печи выбирается с учетом производительности, технологических условий процесса обжига различных изделий и технико-экономических показателей по удельному расходу топлива.

В печах большой длины создается более плавный переход от одних температур к другим при проталкивании вагонеток, следовательно, в длинных печах легче создать необходимый режим обжига при высокой производительности.

Однако длинные печи обуславливают повышенные сопротивления движению газов, которые ухудшают тепловую работу. Большие сопротивления требуют повышения мощности дымососов, что приводит к увеличению подсосов холодного воздуха через неплотности, снижению температуры печных газов и увеличению неравномерности нагрева изделий по сечению садки в зоне подогрева.

Вопрос о длине туннельных печей решается на основании практических данных работающих в промышленности печей. Для обжига керамических изделий принято считать нормальной длину: малых печей 60—64 м, средних 82—88 м и больших 110—117 м. При обжиге dinasовых и высокоогнеупорных изделий применяются туннельные печи длиной 140—160 м.

Если известна длина печи, то количество вагонеток, находящихся в печи, будет равно:

$$n = \frac{L}{l_1} = \frac{G}{G_1} \quad (138)$$

Скорость движения вагонеток или часовое количество выходящих из печи вагонеток определяется по формуле

$$v = \frac{P}{G_1} = \frac{n}{\tau} \text{ ваг./ч.} \quad (139)$$

Величина, обратная скорости, показывает, через какое время подается вагонетка в печь или выталкивается из нее.

Среднюю скорость движения вагонеток в печи можно определить по уравнению

$$v_{\text{ср}} = \frac{P}{G_1} \cdot l_1 = \frac{n l_1}{\tau} = \frac{L}{\tau} \text{ м/ч.} \quad (140)$$

Для печей различной длины средняя скорость движения вагонеток в печи составляет 0,5—3,0 м/ч. Длина зон нагрева и обжига, а также длина зоны охлаждения определяются в соответствии с графиком нагрева и охлаждения обжигаемых изделий.

Рис. 18. Типы садок изделий на вагонетках туннельных печей:

а — схема садки нормального шамотного кирпича садочным автоматом конструкции Семилукского завода; б — схема садки шамотного нормального кирпича, вес садки 12,4 т; в — схема садки хромомагнитовых изделий с общим весом 8,4 т; г — схема садки нормального хромомагнитового кирпича с общим весом 8,38 т (1788 шт.)

Длина зоны охлаждения изделий составляет:

$$L_{охл} = \frac{\tau_{охл}}{\tau} L \text{ м.} \quad (141)$$

Длина зон подъема температур и обжига составляет:

$$L_n = \frac{\tau_n}{\tau} L \text{ м.} \quad (142)$$

Зона обжига выбирается исходя из требуемого температурного режима и возможности регулирования температуры по длине зоны. Длина зоны обжига обычно определяется длиной, занимаемой топочными и горелочными устройствами, и устанавливается по границам топливосжигающих устройств.

Показатели работы туннельных печей даны в приложениях 21—26.

Пример

Определить размеры туннельной печи для обжига хромомagneзитовых изделий.

Производительность печи 50 тыс. т/год нормального кирпича. Продолжительность цикла обжига 70 ч. Температурный график обжига принимаем следующий:

Интервал температур, град	Продолжительность обжига, ч
20—750	12,8
750—1250	16,2
1250—1600	9,4
1600—1350	7,4
1350—100	24,7

Полагаем, что печь работает 365 дней в году. Выход годной продукции принимаем 94%. Коэффициент использования оборудования (учитывая останавки печи) принимаем 0,97.

Находим часовую производительность печи (см. формулу 136)

$$P = \frac{50\,000}{365 \cdot 24 \cdot 0,94 \cdot 0,97} = 6,28 \text{ т/ч.}$$

емкость печи $E = P \cdot \tau = 6,28 \cdot 70 = 439 \text{ т.}$

Размеры вагонетки принимаем такие же, как у типовой печи ВНО: ширина по футеровке 3,1 м, длина 3,0 м. Соответственно, ширина печи в свету будет составлять $B = 3,2 \text{ м.}$ Принимаем тип садки, изображенный на рис. 18, а. Высота садки равна 990 мм. Соответственно, высота печи от уровня пода вагонетки составит 1100 мм. Вес садки на вагонетку $G_1 = 8,58 \text{ т}$ (1788 шт. кирпича).

По формуле (135) определяем длину туннеля

$$L = \frac{P \cdot \tau}{G_1} L_1 = \frac{6,28 \cdot 70}{8,58} \cdot 3,0 = 154 \text{ м.}$$

Количество вагонеток, находящихся в печи,

$$n = \frac{L}{L_1} = \frac{154}{3} = 51,5 \text{ шт.}$$

Принимаем $n = 52$ вагонетки, тогда длина печи составит: $L = 52 \cdot 3,0 = 156 \text{ м.}$ Количество вагонеток, выходящих из печи за час (скорость перемещения), равно:

$$v = \frac{n}{\tau} = \frac{52}{70} = 0,743 \text{ ваг/ч.}$$

Следовательно, вагонетка должна выталкиваться из печи (или поступать в печь) через каждые $\frac{1}{0,743} = 1,35 \text{ ч}$ или через 81 мин.

Распределение зон по длине печи следующее:

1) длина зоны охлаждения при $\tau_{охл} = 31,6 \text{ ч}$ (по принятому режиму обжига) $L_{охл} = \frac{31,6}{70} \cdot 156 = 70 \text{ м,}$

принимая 23 позиции, что составляет $L_{охл} = 23 \cdot 3 = 69 \text{ м;}$

2) длина зоны подогрева и обжига $L_n = 156 - 69 = 87 \text{ м.}$

Выделяем зону обжига, в которой размещаем восемь пар горелок, которые располагают через одну позицию друг от друга. Это определяет длину зоны обжига $L_{обж} = 8 \cdot 3 = 24 \text{ м;}$

3) длина зоны подогрева $L_{под} = 87 - 24 = 63 \text{ м.}$

Объем печного канала, считая свод печи плоским подвесным, составит:

$$V_n = BHL = 3,2 \cdot 1,1 \cdot 156 = 548 \text{ м}^3.$$

Плотность садки

$$g = \frac{E}{V_n} = \frac{439}{548} = 0,8 \text{ т/м}^3.$$

Удельная производительность печи, отнесенная к 1 м² площади пода вагонеток,

$$P_F = \frac{P}{F} = \frac{6,28}{3,1 \cdot 156} = 0,013 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч. или } 13 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

Производительность печи составляет:

$$P_c = P \cdot 24 = 6,28 \cdot 24 = 150 \text{ т/сут.}$$

Количество вагонеток, выходящих из печи, равно:

$$n_c = 0,743 \cdot 24 = 17,8 \text{ ваг/сут.}$$

Сопоставляя результаты расчета с практическими данными действующих печей, можно сделать вывод о том, что производительность печи может быть повышена за счет уплотнения садки изделий на вагонетки. Емкость вагонетки может быть доведена до 11,2 т/ваг, а плотность садки до 1,0 т/м³.

Пример

Определить размеры туннельной печи для обжига керамических плиток. Производительность печи $P_r = 650\,000 \text{ м}^2/\text{год}$. Ассортимент плиток следующий:

100×100×8	70%
150×150×12	25%
ковровая мозаика	5%

Определим часовую производительность печи, принимая выход годной продукции 94%, а коэффициент использования оборудования 96%.

$$P = \frac{650\,000}{365 \cdot 24 \cdot 0,94 \cdot 0,96} = 82,5 \text{ м}^2/\text{ч.}$$

Принимая продолжительность обжига $\tau = 46$ ч (табл. 6), находим емкость печи

$$E = P\tau = 82,5 \cdot 46 = 3795 \text{ м}^2 \text{ плит.}$$

Определим емкость одной вагонетки. Вес садки на вагонетку зависит от размера пода вагонетки и типа садки изделий на вагонетку.

Обычно размер вагонетки принимается соответственно существующим типам печей. Тип садки выбирается на основании заводских данных, вес садки подсчитывается по количеству изделий на вагонетке.

Некоторые данные по загрузке плиток на печные вагонетки приводятся в табл. 10.

Таблица 10

Загрузка плиток на вагонетку		
Наименование	Удельный обжиг	Полный обжиг
Количество капсул на вагонетке, шт.	90—105	80—90
Количество плиток в капсуле, шт.	62—67	36—40
на вагонетке, шт.	5600—7000	2900—3600
плиток, шт.	130—150	65—80
Плотность садки плиток в капсулах, $\text{м}^2/\text{м}^3$	35—45	18—25
Плотность садки облицовочных плиток на этажерках, $\text{м}^2/\text{м}^3$	60—65	28—33

Принимаем следующие размеры печной вагонетки, мм:

длина	1860
ширина	1300
толщина пода	370
высота столбиков с планками	385
ширина колес	750
диаметр колес	500

На вагонетку с этажерками можно вместить $E_1 = 87,3$ м^2 плиток (8730 шт.), считая по основному ассортименту (плитки $100 \times 100 \times 8$). Вес плиток на вагонетке после обжига будет равен:

$$G_1 = 87,3 \cdot 20 = 1746 \text{ кг.}$$

Для принятого типа садки высота рабочего пространства печи от верха плиты до замка свода $H = 1290$ мм; ширина туннеля $B = 1400$ мм.

Длина рабочей части туннеля определяется по формуле (135)

$$L = \frac{P\tau}{E_1} I_1 = \frac{82,5 \cdot 46}{87,3} \cdot 1860 = 81,0 \text{ м.}$$

Количество вагонеток, вмещающихся в рабочей части печного туннеля,

$$n = \frac{E}{E_1} = \frac{3795}{87,3} = 43,6 \text{ шт.}$$

Принимаем количество вагонеток в печи $n = 44$ шт., тогда длина рабочей части печи

$$L = 44 \cdot 1860 = 81,8 \text{ м.}$$

Общую длину печи с форкамерой принимаем конструктивно $L_n = 86,0$ м. Находим объем печного канала

$$V_n = FL = 1,63 \cdot 81,8 = 133 \text{ м}^3.$$

Объем печного канала на 1 вагонетку составит:

$$V_1 = \frac{133}{44} = 3,03 \text{ м}^3.$$

Плотность садки на 1 м^3 печного канала

$$g = \frac{87,3}{3,03} = 28,8 \text{ м}^2/\text{м}^3 \text{ (576 кг/м}^3\text{)}.$$

Съем с 1 м^3 печного канала

$$P_V = \frac{44 \cdot 87,3}{46 \cdot 133} = 0,63 \text{ м}^2/\text{м}^3 \cdot \text{ч (12,6 кг/м}^3 \cdot \text{ч)}.$$

Количество вагонеток, выходящих из печи в час (скорость движения вагонеток).

$$v = \frac{n}{\tau} = \frac{44}{46} = 0,958 \text{ ваг/ч.}$$

Вагонетка подается в печь через каждые 1,05 ч. или через 63 мин. Принимаем следующий график обжига и охлаждения изделий:

Интервал температур, град	Время, ч
50—400	6
400—850	6
850—1150	8
выдержка при 1150	2
1150—650	8
650—500	6
500—80	10

Продолжительность нагрева и обжига 20 ч. охлаждения 24 ч. Длина зоны охлаждения

$$L_{охл} = \frac{24}{46} \cdot 81,8 = 42,7 \text{ м (23 позиции).}$$

Длина зоны обжига, считая интервал температур 850—1150°.

$$L_{обж} = \frac{10}{46} \cdot 81,8 = 17,8 \text{ м.}$$

Располагаем с каждой стороны по 10 горелок в местах стыков между вагонетками, тогда

$$L_{сбж} = 10 \cdot 1,86 = 18,6 \text{ м.}$$

Длина зоны подогрева будет составлять 11 позиций

$$L_{под} = 11 \cdot 1,86 = 20,5 \text{ м.}$$

§ 4. Вращающиеся печи

Вращающиеся печи представляют собой наклонно расположенные барабаны (трубы) из толстой листовой стали с внутренней футеровкой огнеупорными материалами. Обжигаемый материал внутри печей перемещается в виде кусков, порошка, гранулированной или брикетированной сырьевой смеси и шлама с влажностью до 40%. Перемещение материала создается благодаря вращению печи обычно со скоростью от 0,5 до 4,0 об/мин и наклону ее к горизонту 3—5%.

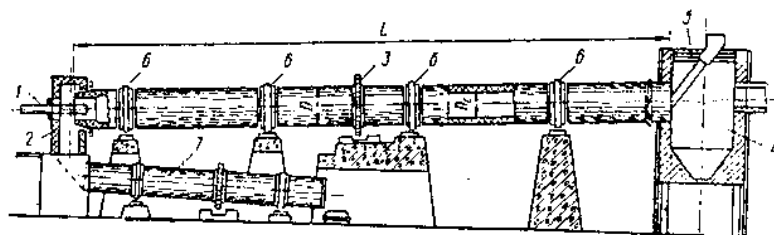


Рис. 19. Вращающаяся печь:

1 — горелка; 2 — головка печи; 3 — шестерня привода; 4 — пыльная камера;
5 — точка; 6 — бадажи; 7 — холодильник однобарабанный

Основными размерами вращающейся печи является диаметр D и длина L (рис. 19). Для печей, работающих в настоящее время в различных отраслях промышленности, эти размеры колеблются в очень широких пределах. Современные вращающиеся печи для обжига шамота, магнезита, доломита имеют диаметр $D=2,5-3,0$ м, а для обжига цементного клинкера — до 5,0 м и более, длина печей достигает 230 м. Чем больше диаметр вращающейся печи, тем выше скорость движения материала и выше часовая производительность. Связь между производительностью вращающейся печи и ее диаметром можно определить следующей формулой, выражающей собой транспортирующую способность печи [6], [9].

$$P = 15\pi D_c^2 \varphi v_{ср} \rho_m \tau / \text{ч.} \quad (143)$$

где D_c — диаметр (средний) печи в свету, м;

φ — коэффициент заполнения печи; $\varphi=0,08-0,10$;

ρ_m — насыпная плотность материала, т/м³;

$v_{ср}$ — средняя скорость движения материала в печи, м/мин.

Среднюю скорость движения материала можно определить по скорости вращения и углу наклона печи, углу естественного откоса материала, движущегося в печи, и диаметру печи в свету. Средняя скорость связана с режимом обжига,

Ее можно выразить отношением длины печи L к продолжительности обжига материала τ .

$$v_{ср} = \frac{L}{60\tau} \text{ м/мин.} \quad (144)$$

тогда производительность печи

$$P = \frac{15\varphi \rho_m D_c^2}{60\tau} \pi L \tau / \text{ч} \quad (145)$$

или

$$P = 0,25 \varphi \rho_m \frac{D_c}{\tau} F_\phi \tau / \text{ч.} \quad (146)$$

где F_ϕ — внутренняя поверхность футеровки, м².

Производительность вращающейся печи можно выразить через удельную производительность, отнесенную к 1 м² внутренней поверхности футеровки печи,

$$P_F = \frac{P}{F} = g \frac{D_c}{\tau} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч.} \quad (147)$$

где g — коэффициент, характеризующий плотность загрузки печи материалом;

$$g = 0,25 \varphi \rho_m \text{ кг/м}^3; \quad (148)$$

P — производительность, кг/ч;

ρ_m — насыпная плотность материала, кг/м³.

Коэффициент заполнения печи материалом можно определить по формуле [7]

$$\varphi = \frac{P}{\rho_m v_{ср} \cdot 0,785 D_c^2} \quad (149)$$

Из вышесказанного видно, что удельная производительность вращающихся печей будет тем выше, чем больше диаметр печи в свету, плотность загрузки печи материалом и чем меньше время пребывания материала в печи. Последнее связано со скоростью вращения, углом наклона и размерами печи. Так для сыпучих материалов при движении их по трубам без подпорных колец [8]

$$\tau = 0,308 \frac{\beta + 24}{n i} \cdot \frac{L}{D_c} \text{ мин.} \quad (150)$$

где β — угол естественного откоса материала; $\beta=35-45^\circ$;

n — скорость вращения печи, об/мин;

i — угол наклона.

Исходя из уравнения теплообмена $Q=3,6\alpha (t_r - t_m) F\tau$,

продолжительность обжига равна:

$$\tau = \frac{Q}{3,6 \alpha (t_g - t_m) F} \text{ ч}, \quad (151)$$

где Q — количество тепла, переданного материалу, кДж;

α — коэффициент теплоотдачи, Вт/м²·град;

$t_{\text{газ}} - t_m$ — разность температур газов и материала, град.

Таким образом, время пребывания материала в печи определяется также условиями теплообмена. Угол наклона и скорость вращения печи не могут быть выбраны произвольно, они зависят от продолжительности обжига. Степень заполнения печи материалом ϕ также находится в зависимости от оптимальной продолжительности обжига. Увеличение ϕ приводит к снижению температуры материала в зоне спекания и возрастанию продолжительности обжига τ .

Из формулы (151) видно, что продолжительность обжига при постоянном количестве переданного материалу тепла уменьшается с увеличением поверхности теплообмена, поэтому в целях увеличения поверхности теплообмена между газами и материалом внутри печи устанавливают различные теплообменные устройства.

Вращающиеся печи без внутренних и внешних теплообменных устройств применяются в основном для обжига известня, шамота, магнезита. Производительность вращающихся печей зависит от длины зоны обжига, которая примерно пропорциональна длине зоны горения топлива.

Для того чтобы поддерживать в печи необходимую температуру газов, следует сжигать в зоне горения определенное количество тепла. При существующих способах сжигания тепловое напряжение зоны горения составляет примерно $Q = 350 \text{ кВт/м}^3$. Если считать, что длина зоны горения пропорциональна диаметру печи D_c , то объем зоны горения будет пропорционален кубу диаметра печи. Так, по данным исследований А. Н. Иванова [1], [10] тепловая мощность печи составляет в среднем:

$$Q = 1,28 D_c^3 \text{ тыс. кВт},$$

следовательно,

$$D_c = \sqrt[3]{\frac{Q}{1,28}} \text{ м}. \quad (152)$$

При этих условиях длина зоны горения примерно равна для печей с мокрым способом обжига [10]

$$L_r = (4 \div 5) D_c \text{ м}. \quad (153)$$

для печей с сухим способом обжига [10]

$$L_r = (3 \div 4) D_c \text{ м}. \quad (154)$$

Если известен удельный расход тепла q (кДж/кг) на обжиг (из теплового баланса), внутренний диаметр печи D_c (м) в зоне горения, длина зоны горения L_r (м) и тепловое напряжение зоны горения q_v (кДж/м³·ч), то производительность печи определится формулой

$$P = \frac{\pi D_c L_r q_v}{4q} \text{ кг/ч}. \quad (155)$$

При заданной производительности P (кг/ч) внутренний диаметр печи в зоне горения

$$D_c = \sqrt{\frac{Pq}{0,785 L_r q_v}} \text{ м}. \quad (156)$$

По Д. Я. Мазурову при мокром способе обжига цементного клинкера во вращающихся печах производительность [10]

$$P = 0,6 \frac{D_c^{3,5}}{2 + G \Delta w} \text{ т/ч}, \quad (157)$$

где G — расход сухого сырья с учетом безвозвратного уноса, кг/кг кл.;

Δw — поправка на влажность шлама

$$\Delta w = \frac{w - 35}{100 - w}, \quad (158)$$

w — влажность сырьевой смеси, %;

диаметр печи по кожуху $D = 1,4 P^{0,28} \text{ м}; \quad (159)$

длина печи $L = 30 P^{0,2} \text{ м}. \quad (160)$

По Ансельму [10] имеем:

внутренний диаметр печи для мокрого и сухого способов обжига цементного клинкера

$$D_c = 0,396 (24P)^{0,34} \text{ м}. \quad (161)$$

длина печи при мокром способе обжига

$$L = 7,63 (24P)^{0,45} \text{ м}. \quad (162)$$

Объем зоны горения и диаметр печи можно также определить по данным удельной производительности P_v , равной по Ансельму [10]

$$P_v = 4,4 - 4,7 \text{ т/м}^3 \cdot \text{сут (мокрый способ);}$$

$$P_v = 6,25 - 6,50 \text{ т/м}^3 \cdot \text{сут (сухой способ).}$$

Эмпирические формулы Гипроцемента для определения производительности вращающихся печей [9] следующие:

1) для вращающихся печей при обжиге цементного клинкера из обычного сырья (известняка, мела и глины, глинистого слан-

ца) с внутренними теплообменными устройствами при мокром способе производства

$$P = \frac{(5,0 + 5,5) b D_c^{1,5} L_{отх}^{0,25}}{1 + \left(\frac{w - 35}{100} \right) 1,6} \text{ кг/ч,} \quad (163)$$

где b — коэффициент, учитывающий влияние теплообменных устройств и представляющий собой отношение полной поверхности теплоотдачи к внутренней поверхности футеровки;

$t_{отх}$ — температура отходящих газов, град;

w — влажность сырьевой смеси, %;

2) для вращающихся печей без внутренних теплообменных устройств при мокром способе производства

$$P = \frac{(2,0 + 2,2) D_c^{1,5} L_{отх}^{0,5}}{1 + \left(\frac{w - 35}{100} \right) 1,6} \text{ кг/ч,} \quad (164)$$

3) для вращающихся печей без внутренних теплообменных устройств при сухом способе производства

$$P = (2,0 + 2,2) D_c^{1,5} L_{отх}^{0,5} \text{ кг/ч.} \quad (165)$$

Для уточнения принятых размеров по длине печи выполняется расчет теплового баланса по отдельным зонам, затем находится длина каждой зоны печи. Например, для вращающихся печей цементной промышленности по данным Е. И. Ходорова:

1) длина зоны навески цепей

$$L_u = \frac{PQ_u}{3,6\alpha_u F_u \Delta t} \text{ м,} \quad (166)$$

где Q_u — количество тепла, передаваемого от газового потока к материалу (клинкеру) в цепной зоне, кДж/кг кл.;

α_u — коэффициент теплоотдачи в зоне навески цепей

$$\alpha_u = 16,5 v^{0,7} \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

v — условная скорость движения газов, отнесенная к свободному сечению печи в свету, м/сек;

F_u — суммарная поверхность цепей и футеровка на участке печи длиной в 1 м

$$F_u = \pi D_c (1 + k_u) \text{ м}^2/\text{м}; \quad (167)$$

k_u — отношение поверхности цепей к поверхности футеровки; $k_u = 3,0 - 4,0$;

Δt — среднелогарифмическая разность температур газов и материала в зоне навески цепей

$$\Delta t = \frac{(t_{газ.н.} - t_{м.к.}) - (t_{газ.к.} - t_{м.н.})}{2,3 \lg \frac{t_{газ.н.} - t_{м.к.}}{t_{газ.к.} - t_{м.н.}}} \text{ град,} \quad (168)$$

где $t_{газ.н.}$, $t_{газ.к.}$ — температуры газов при входе в зону и выходе из зоны, град;

$t_{м.н.}$, $t_{м.к.}$ — температуры материала при входе в зону и при выходе из зоны, град;

2) длина зон спекания и охлаждения вращающейся печи определяется по продолжительности процесса обжига (формирования трехкальциевого силиката) и охлаждения в печи по формуле

$$L_c = v_n \tau \text{ м,} \quad (169)$$

где v_n — скорость продвижения материала в печи (м/ч), которая зависит от внутреннего диаметра печи $D_{вн}$ (м), наклона корпуса печи i (°), скорости вращения n (об/мин), угла естественного откоса материала β° (град)

$$v_n = 1,88 D \frac{in}{\sin \beta} \text{ м/ч,} \quad (170)$$

$\sin \beta = 0,766 - 0,866$ — для зоны спекания и

$\sin \beta = 0,707 - 0,766$ — для зоны охлаждения;

τ — продолжительность; для зоны спекания $\tau = 0,3 - 0,5$ ч, для зоны охлаждения $\tau = 0,2 - 0,25$ ч;

3) длина других зон вращающейся печи определяется по формуле теплообмена [1], [10]

$$L_i = \frac{PQ_i}{3,6\alpha F \Delta t} \text{ м,} \quad (171)$$

где Q_i — количество тепла, которое должно быть передано материалу в данной зоне, кДж/кг;

α — приведенный коэффициент теплоотдачи от газового потока к материалу в данной зоне, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{град}$; значения α приведены в табл. 11;

F — общая поверхность футеровки и теплообменного устройства на 1 м длины зоны, $\text{м}^2/\text{м}$;

Δt — среднелогарифмическая разность температур газов и материала в зоне, град.

При расчетах продолжительности и размеров вращающихся печей для обжига огнеупорных материалов, керамзита, известня в основу положены производственные нормативы удельной производительности и некоторые практические данные по выбору диаметра и длины печи.

Таблица 11

Значения приведенных коэффициентов теплоотдачи
для отдельных зон вращающихся печей, $\text{вт м}^2 \cdot \text{град}$

Параметры печей	Значения приведенных коэффициентов теплоотдачи для зон				
	цепной 30—100°	досушки 100—250°	дегазаци- онной 250—500°	оскарбо- низации 500—950°	экзотермиче- ских реакций 950—1300°
Мокрый способ произ- водства:					
влажность шлама 30%, температура уходящих газов 200°, внутренний диаметр печи:					
2,6 м	38,5	25,2	40,8	65,1	83,2
3,6 м	38,5	27,8	45,8	74,8	98,5
4,6 м	37,5	30,6	49,5	83,3	108,1
влажность шлама 40%, температура уходящих газов 350°, внутренний диаметр печи:					
2,6 м	54,5	36,2	51,5	69,6	87,5
3,6 м	54,7	40,8	59,4	81,5	102,2
4,6 м	54,2	44,4	66,3	90,0	114,0
Сухой способ произ- водства:					
влажность сырья 15%, внутренний диаметр печи, 3,6 м, температура ухо- дящих газов:					
250°	—	22,7	37,1	62,0	92,5
600°	—	36,4	78,0	72,7	97,0
950°	—	54,7	78,0	92,0	107,7

Внутренняя поверхность определяется по формуле

$$F_{\text{вн}} = \frac{P}{P_F k_n} \text{ м}^2, \quad (172)$$

где P — производительность, кг/ч ;

P_F — удельная производительность (съем с 1 м^2 внутренней поверхности, $\text{кг/м}^2 \cdot \text{ч}$);

k_n — коэффициент использования печи по времени.

Длина печи находится по формуле

$$L = 0,29 \frac{F_{\text{вн}}}{D_c} \text{ м}, \quad (173)$$

где D_c — внутренний диаметр печи (в свету), м.

Соотношение между длиной печи L и диаметром по кожуху D обычно принимают для печей коротких (до 70 м) $\frac{L}{D} = 15 - 21$;

для длинных печей $\frac{L}{D} = 21 - 38$.

Магнезит и доломит обжигаются при температурах 1600—1700° и значительно труднее спекаются, чем шамот, поэтому рекомендуется применять длинные печи $\frac{L}{D} > 30$.

Для обжига шамота принимают $\frac{L}{D} = 20$, учитывая, что пылеунос в коротких печах меньше, чем в длинных.

В целях уменьшения пылеуноса из печи не допускают высоких скоростей газов. Обычно при обжиге шамота приведенная к нормальным условиям скорость газов составляет 0,6—1,0 м/сек , при обжиге магнезита 1,6—1,8 м/сек .

Обжиг керамзита обычно производится в коротких печах длиной от 12 до 45 м и диаметром до 2,5 м. Удельную производительность печей для обжига керамзита можно рассчитать по формуле [6]

$$P_V = 5000 \frac{D_c}{L} \varphi n \operatorname{tg} i = 1440 \frac{\varphi}{L} \text{ м}^3/\text{м}^3 \cdot \text{сут}, \quad (174)$$

где

$$\frac{D_c}{L} = \frac{1}{12} - \frac{1}{22};$$

φ — коэффициент заполнения печи материалом; $\varphi = 0,10$;

n — число оборотов печи, об/мин ;

i — наклон печи; $\operatorname{tg} i = 0,05 - 0,1$;

τ — продолжительность обжига; $\tau = 0,7 - 1,5$ ч.

Показатели работы вращающихся печей для обжига различных материалов приводятся в приложениях 27—28.

Пример

Определить размеры вращающейся печи для обжига цементного клинкера производительностью $P = 35$ т/ч, наклон и скорость вращения печи.

Диаметры печи определяем по формуле (159)

$$D = 1,4 \cdot 35^{0,23} = 3,8 \text{ м}$$

и по формуле (161)

$$D_c = 0,396 (24 \cdot 35)^{0,34} = 3,7 \text{ м}.$$

Если принять удельный расход тепла $q = 6700$ кДж/кг , то тепловая мощность печи будет:

$$Q = 0,278 P q = 0,278 \cdot 35 \cdot 6700 = 65,2 \text{ тыс. кВт}.$$

Внутренний диаметр по формуле (152)

$$D_c = \sqrt[3]{\frac{65,2 \cdot 4}{1,28 \cdot 3}} = 3,7 \text{ м.}$$

Диаметр печи по кожуху при толщине футеровки 200 мм

$$D = 3,7 + 2 \cdot 0,2 = 4,1 \text{ м.}$$

Длина вращающейся печи по формуле (162)

$$L = 7,63(24 \cdot 35)^{0,45} = 156 \text{ м.}$$

Удельная производительность печи

$$P_F = \frac{P}{\pi D_c L} = \frac{35000}{3,14 \cdot 3,7 \cdot 156} = 19,3 \text{ кг м}^2 \cdot \text{ч.}$$

Скорость вращения по формуле (170), принимая в среднем $\sin \beta = 0,766$, составит:

$$v_{cp} = 1,88 D_c \frac{in}{\sin \beta} = 1,88 \cdot 3,7 \frac{in}{0,766} = 9,1 in \text{ м/ч.}$$

Скорость движения материала по формуле (143), принимая $\psi = 0,09$; $\rho_m = 1,3 \text{ т/м}^3$,

$$P = 15 \pi D_c^2 v_{cp} \psi = 15 \pi \cdot 3,7^2 \cdot 0,09 \cdot v_{cp} \cdot 1,3 = 75,4 v_{cp} \text{ т/ч;}$$

$$v_{cp} = \frac{35}{75,4} = 0,464 \text{ м/мин}$$

или

$$v_{cp} = 60 \cdot 0,464 = 27,8 \text{ м/ч,}$$

$$\tau = \frac{L}{v_{cp}} = \frac{156}{27,8} = 5,61 \text{ ч.}$$

Определим число оборотов печи

$$in = \frac{27,8}{9,1} = 3,05,$$

принимая $i = 3,5 \%$,

$$n = \frac{3,05}{3,5} = 0,87 \text{ об/мин.}$$

Проверим скорость движения материала и число оборотов печи по другим формулам.

Длина зоны горения по формуле (153)

$$L_r = 5 \cdot 3,7 = 18,5 \text{ м.}$$

Принимаем для зоны спекания $\tau_c = 0,4 \text{ ч}$, для зоны охлаждения $\tau_{охл} = 0,25 \text{ ч}$, следовательно, $\tau = 0,65 \text{ ч}$, тогда

$$v = \frac{18,5}{0,65} = 28,5 \text{ м/ч.}$$

При этих условиях длина зон спекания и охлаждения составит:

$$L_c = 28,5 \cdot 0,4 = 11,4 \text{ м; } L_{охл} = 28,5 \cdot 0,25 = 7,1 \text{ м.}$$

Скорость вращения печи при $i = 3,5 \%$

$$in = \frac{28,5}{9,1} = 3,13; n = \frac{3,13}{3,5} = 0,895 \text{ об/мин.}$$

§ 5. Шахтные печи

Скорость движения материала по сечению шахтной печи (рис. 20) определяется временем, необходимым для протекания процесса нагрева кусков материала в слое до температуры обжига. Нагрев обжигаемых кусков материала в шахтной печи происходит по схеме противоточного движения газов и материала. При этом нижняя часть шахты, начиная от разгрузочного устройства до нижнего ряда горелок (форсунок) или фурм для подачи дутья, или газовых окон при полугазовых топках, представляет собой зону охлаждения, в которой слой обожженного материала охлаждается воздухом, идущим в зону обжига.

Общее время, необходимое для процесса обжига и охлаждения, или общее время пребывания материала в печи будет:

$$\tau = \tau_{обж} + \tau_{охл} \text{ ч,}$$

где $\tau_{обж}$ — время, необходимое для нагрева и обжига материала, ч;

$\tau_{охл}$ — время, необходимое для охлаждения обожженного материала до заданной температуры, ч.

Продолжительность обжига зависит от вида обжигаемого материала, конечной температуры нагрева, крупности кусков (зернового состава) материала, загружаемого в печь, начальной влажности, давления дутья, количества и скорости воздуха, оказывающего значительное влияние на интенсивность процессов теплообмена, а также от вида топлива и способа его сжигания.

При известных времени пребывания материала в печи τ и высоте печи H средняя скорость продвижения материала по сечению печи будет равна:

$$v_{cp} = \frac{H}{\tau} \text{ м/ч,}$$

тогда производительность печи

$$P = v_{cp} f \rho_m \tau / \text{ч} \quad (175)$$

или

$$P = \frac{H f \rho_m}{\tau} \tau / \text{ч,} \quad (176)$$

где f — средняя площадь поперечного сечения шахты, м^2 ;
 ρ_m — насыпная плотность материала, т/м^3 .

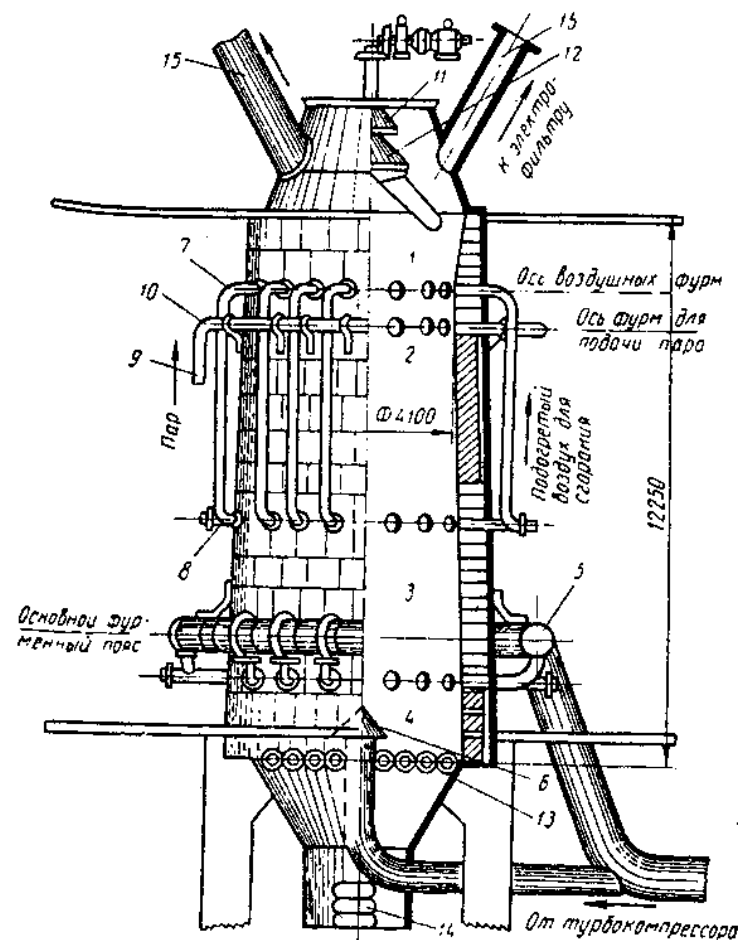


Рис. 20. Схема автоматической шахтной печи производительностью 30 т клинкера в час:

1 — шахта; 2 — зона горения; 3 — зона охлаждения; 4 — разгрузочное устройство; 5 — нижний фурменный пояс; 6 — центральное сопло для ввода воздуха по оси шахты; 7 — верхний воздушный пояс; 8 — отбор подогретого воздуха; 9 — подвод пара; 10 — фурмы для ввода пара; 11 — двухконусный аппарат загрузочного устройства; 12 — распределительная тарелка с лотком; 13 — вадки разгрузочного устройства конструкции УЗТМ; 14 — затвор разгрузочного устройства (многорукавный); 15 — труба для отвода газов из печи

Высота печи зависит от вида обжигаемого материала, размеров кусков шихтовых материалов, температуры обжига, поперечного сечения шахты, профиля печи. Основными процессами в печи являются теплообменные, характеризующие степень завершенности теплопередачи от газов к обжигаемому материалу. Высота существующих печей для обжига цементного клинкера составляет обычно 10—12 м [10]; малогабаритных шахтных печей 4,5—6,0 м [8]; шахтных печей для обжига шамота 8,0—12 м, магнезита и доломита 10—12 м [11], извести 8,0—20,0 м [13].

В формуле (176) площадь поперечного сечения можно выразить через средний внутренний диаметр печи $D_{\text{ср}}$

$$f = \frac{\pi D_{\text{ср}}^2}{4} = 0,785 D_{\text{ср}}^2 \text{ м}^2.$$

Для печей некруглого сечения величина $D_{\text{ср}}$ есть средний приведенный диаметр печи в свету, который равен отношению

$$D_{\text{ср}} = \frac{4f}{U} \text{ м},$$

где U — внутренний периметр поперечного сечения шахты печи, м.

При этом производительность выразится формулой

$$P = 0,785 D_{\text{ср}}^2 H \frac{\tau}{\tau} \text{ т/ч.} \quad (177)$$

Диаметр шахтных печей для обжига цементного клинкера обычно составляет 2,5—2,55 м, одна из новых печей имеет диаметр 4,1 м [10]. Малогабаритные шахтные печи имеют диаметр 1,5—2,0 м, а отношение высоты печи к диаметру составляет от 2,5 до 4. Печи для обжига огнеупорных материалов имеют диаметр 1,7—3,5. Отношение высоты печи к диаметру составляет от 4 до 6. Известковообжигательные печи, работающие по переосыпному способу, имеют диаметр до 5 м.

Шахтные печи большого диаметра применяются редко, поскольку при большом поперечном сечении трудно достичь равномерного распределения газового потока по сечению шахты и равномерного обжига материала.

Продолжительность обжига в шахтных цементнообжигательных печах можно определить по приближенной формуле [6]

$$\tau = 0,0125 d^{1,25} v_0^{-0,65} \eta_p \text{ ч,} \quad (178)$$

где d — эквивалентный диаметр куска материала, мм;

v_0 — приведенная скорость газов, отнесенная к свободному сечению шахты, м/сек;

η_p — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения газов (воздуха) в слое шахты; $\eta_p > 1$.

Интенсивность работы шахтных печей характеризуется их удельной производительностью, которая может быть выражена съемом продукции с 1 м² площади сечения шахты или с 1 м³ внутреннего объема печи.

Исходя из формулы (177) удельная производительность шахтной печи, отнесенная к площади поперечного сечения (съем с 1 м² площади поперечного сечения печи), выражается формулой

$$P_f = \frac{P_m}{\tau} H \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч}; \quad (179)$$

удельная производительность, отнесенная к объему печи (съем с 1 м³ объема печи),

$$P_v = \frac{P_m}{\tau} \text{ т/м}^3 \cdot \text{ч}, \quad (180)$$

а производительность шахтных печей

$$P = f P_f = 0,785 D_{\text{ср}}^2 P_f \tau / \text{ч} \quad (181)$$

или

$$P = V_{\text{ш}} P_v = 0,785 D_{\text{ср}}^2 H P_v, \quad (182)$$

где $V_{\text{ш}}$ — объем шахты, м³.

Величины удельной производительности P_f и P_v могут быть взяты из практических данных работающих печей.

При обжиге материалов, загружаемых в печь в виде брикетов, валюшек или гранулированной сырьевой смеси, большое значение имеет качество формовки, характеризующееся однородностью формы и их прочностью. Брикеты или гранулы, рассыпающиеся в печи или, наоборот, сплюсывающиеся и слипающиеся между собой, а также склонные к образованию приваров, непригодны для обжига в шахтной печи.

Высокая производительность шахтных печей может быть получена при высокой пористости слоя материала, которая достигается однородностью размеров кусков или брикетов, заполняющих шахту печи. Наилучшие условия теплообмена получаются при небольших размерах кусков материала.

Производительность шахтных печей пропорциональна их тепловой мощности

$$Q = P q \text{ кдж/ч}, \quad (183)$$

где q — удельный расход тепла, кдж/кг прод.;

P — производительность печи, кг/ч.

Чем выше тепловая мощность печи, тем больше скорость движения газов, образующихся при горении топлива, следовательно, тем выше будет общее сопротивление слоя, требующее более высокого давления дутья.

Для цементных печей производительность можно определить по следующей формуле, учитывающей потребное давление газов [6].

$$P = 40 \varphi D_{\text{ср}}^2 \sqrt{\frac{h}{H}} \text{ кг/ч}, \quad (184)$$

где φ — коэффициент, зависящий от равномерности загрузки печи; $\varphi = 0,7-1,0$;

h — давление дутья, н/м²;

$D_{\text{ср}}$ и H — средний диаметр и высота слоя загружаемого материала, м.

Производительность шахтных печей для обжига извести определяется по формуле [13]

$$P = \frac{24 V_{\text{ш}} \rho_{\text{м}}}{0,9 \tau} \cdot \frac{b}{100} \text{ кг/сут}, \quad (185)$$

где $V_{\text{ш}}$ — полезный объем печи, м³;

$\rho_{\text{м}}$ — плотность известняка, равная 2,65 кг/м³;

τ — продолжительность обжига, ч;

b — выход чистой извести (1 кг на 100 кг известняка) находится по составу известняка:

$$b = 100 - \left[\text{H}_2\text{O} + \frac{44\text{CaCO}_3}{100} + \frac{44\text{MgCO}_3}{84} \right] \%$$

Съем извести с 1 м³ объема печи зависит от крупности кусков известняка. Куски размером 150 мм обжигаются за 41 ч, а размером 50 мм — за 12 ч (рис. 21). При загрузке в печь кусков смешанной фракции 50—150 мм производительность печи примерно в четыре раза меньше, чем при загрузке в ту же печь кусков одинаковой фракции в 50 мм.

Продолжительность обжига определяется скоростью обжига самой крупной фракции. Показатели работы шахтных печей приводятся в приложениях 29—30.

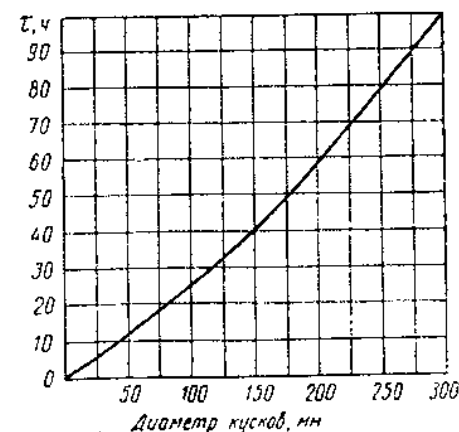


Рис. 21. Суммарная продолжительность обжига известняка в шахтной пересыпной печи в зависимости от размеров кусков

Пример

Определить размеры шахтной печи для обжига цементного клинкера производительностью $P=8$ т/ч. Давление дутья $15\,000$ н/м², размер загружаемых в печь гранул $d=0,03$ м.

Принимаем отношение высоты печи к диаметру

$$\frac{H}{D} = 2,8 \text{ или } D = \frac{H}{2,8}$$

Находим высоту печи по формуле (184), принимая $\varphi=0,85$,

$$8000 = 40 \cdot 0,85 \left(\frac{H}{2,8} \right)^2 \sqrt{\frac{15\,000}{H}} \text{ кг/ч;}$$

$$8000 = 4,34 H^2 \sqrt{\frac{15\,000}{H}} = 531 H^{1,5}; \quad H = \sqrt[3]{\left(\frac{8000}{531} \right)^2} = 6,1 \text{ м.}$$

Средний диаметр печи

$$D_{\text{ср}} = \frac{6,1}{2,8} = 2,18 \text{ м.}$$

Время пребывания материала в печи определим по формуле (177), приняв среднюю плотность материала в насыпи $\rho_M=1,2$ т/м³,

$$\tau = 0,785 \cdot 2,18^2 \cdot 6,1 \cdot 1,2, \quad \text{откуда } \tau = 3,41 \text{ ч.}$$

Удельная производительность печи по формуле (179)

$$P_f = \frac{1,2}{3,41} \cdot 6,1 = 2,15 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч;}$$

по формуле (180)

$$P_v = \frac{1,2}{3,41} = 0,352 \text{ т/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

Определим необходимую высоту зоны охлаждения, если начальная температура клинкера $t'_M=1444^\circ$, конечная $t'_K=120^\circ$. Воздух поступает в печь с температурой $t'_{\text{воз}}=50^\circ$ и нагревается до $t_{\text{воз}}=1000^\circ$. Средняя теплоемкость материала $c_M=1,10$ кдж/кг·град, средняя теплоемкость воздуха $c_{\text{воз}}=1,416$ кдж/кг·град.

Определим расход воздуха на 1 кг клинкера по балансу тепла

$$1 \cdot 1,10 \cdot (1400 - 120) = V_{\text{воз}} \cdot 1,416 (1000 - 50),$$

$$V_{\text{воз}} = \frac{1410}{1343} = 1,05 \text{ м}^3/\text{кг кл.}$$

Отношение водяных чисел

$$m = \frac{W_M}{W_T} = \frac{1,10}{1,05 \cdot 1,416} = 0,742$$

$$\text{или } m = \frac{t'_{\text{воз}} - t_{\text{воз}}}{t'_M - t'_K} = \frac{1000 - 50}{1400 - 120} = 0,742.$$

Среднюю температуру воздуха в зоне охлаждения определим по формуле

$$t_{\text{воз}} = t_M - \Delta t_{\text{ср}}.$$

где

$$t_M = \frac{t'_M + t'_K}{2} = \frac{1400 + 120}{2} = 760^\circ;$$

$$\Delta t_{\text{ср}} = \frac{\Delta t_M - \Delta t_K}{2,3 \lg \frac{\Delta t_M}{\Delta t_K}} = 188^\circ;$$

$$\Delta t_K = t'_M - t'_{\text{воз}} = 1400 - 1000 = 400^\circ; \quad \Delta t_M = t'_M - t'_{\text{воз}} = 120 - 50 = 70^\circ.$$

Значения $\Delta t_{\text{ср}}$ находим по графику приложения 31

$$t_{\text{воз}} = 760^\circ - 188^\circ = 572^\circ.$$

Находим коэффициент внешней теплоотдачи α_V при $t_{\text{воз}}=572^\circ$: скорость воздуха, отнесенная к свободному сечению шахты,

$$v_0 = \frac{P V_{\text{воз}}}{3600 \cdot 0,785 D_{\text{ср}}^2} = \frac{8000 \cdot 1,05}{3600 \cdot 0,785 \cdot 2,18^2} = 0,626 \text{ м/сек,}$$

тогда по графику рис. 14 имеем $\alpha_V = 2920 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$

Суммарный коэффициент теплопередачи находим по формуле (108), принимая $\lambda = 1,16 \text{ Вт/м} \cdot \text{град.}$

$$\frac{1}{\alpha_{V\Sigma}} = \frac{1}{2920} + \frac{0,015}{9 \cdot 1,16} = 0,0003654, \quad \alpha_{V\Sigma} = \frac{1}{0,0003654} = 2740 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

Время, необходимос для охлаждения материала, определяем по формуле (97)

$$\theta = 1 - e^{-L},$$

где

$$\theta = \frac{t'_M - t'_K}{t'_{\text{воз}} - t'_M} = \frac{120 - 1400}{50 - 1400} = 0,948,$$

$$\text{тогда } e^{-L} = 1 - 0,948 = 0,052,$$

по графику приложение 19 имеем $L=2,98$.

По формуле (104) определяем τ_0

$$2,98 = 3,6 \cdot \frac{2740}{1,10 \cdot 1200} \cdot (1 - 0,742) \tau_0; \quad 2,98 = 1,93 \tau_0; \quad \tau_0 = \frac{2,98}{1,93} = 1,54 \text{ ч.}$$

Высота зоны охлаждения печи определяется по формуле

$$H = \frac{P_f \tau_0}{\rho_M} = \frac{2,15 \cdot 1,54}{1,2} = 2,76 \text{ м.}$$

§ 6. Стекловаренные печи

При варке стекла компоненты шихты, в состав которой входят песок, сода, сульфаты, известняк и другие добавки, под действием высоких температур расплавляются. Расплав получается насыщенным продуктами разложения гидратов, карбонатов, сульфатов и нитратов.

Чтобы придать стекломассе однородность и прозрачность, проводят дегазацию при пониженной вязкости за счет повышения температуры расплава. После этого стекломасса охлаждается до определенной температуры, с тем чтобы придать ей необходимые для выработки свойства. Процесс подготовки стекломассы в печах разделяют на отдельные стадии: плавление шихты (варка стекла), дегазация и студка (охлаждение) шихты. Варка стекла производится или в отдельных сосудах — горшках, устанавливаемых на поду рабочей камеры печи, — горшковые печи, или в бассейне ванной печи — ваннные печи. Горшковые печи являются печами периодического действия. Периодический процесс варки стекломассы состоит из отдельных периодов различной продолжительности: разогрева, варки стекла, светления, студки и выработки. Каждый период требует поддержания в рабочем пространстве печи определенных температур в зависимости от сорта стекла и видов изделий. Ваннные печи бывают преимущественно непрерывного действия. Они более экономичны в работе, имеют высокую производительность, в них легче механизировать и автоматизировать процессы.

Горшковые печи

Горшковые печи применяются преимущественно для варки специальных стекол (технических, оптических, художественных). В горшковых печах обычно готовится небольшое количество стекломассы, поэтому имеется возможность в каждом горшке тщательно подготовить требуемый состав, а также создать механическое перемешивание или бурление стекломассы для достижения ее однородности.

Горшковые печи применяются также при варке стекол разных составов одновременно, что необходимо при изготовлении художественных двухцветных и других изделий. Рабочая камера горшковых печей может быть прямоугольной, овальной или круглой формы. Боковые стенки камеры имеют окна для установки и выемки горшков.

Форма и размеры рабочего пространства определяются размерами печи, формой горшков и устройством горелок (рис. 22). Горшки обычно делают круглой и реже овальной формы с уширением кверху. Полезная емкость горшков 75—400 л, коэффи-

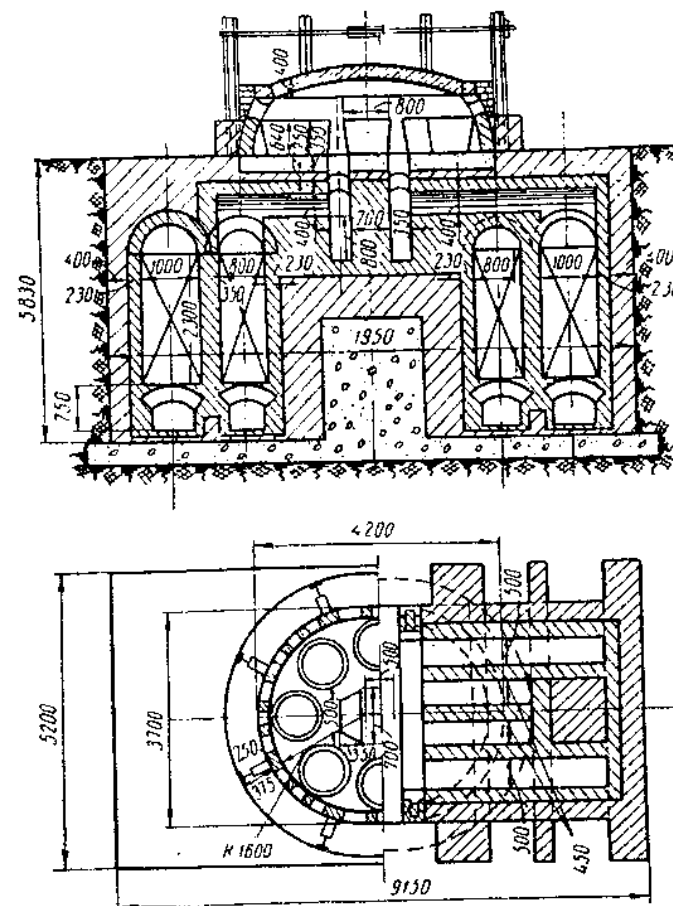


Рис. 22. Регенеративная стекловаренная горшковая печь с кадевыми горелками

Таблица 12

Размеры стекловаренных горшков для технических стекол [42]

Наружные размеры, мм			Внутренние размеры, мм			Полезная емкость	Коэффициент использования горшка	Полезная емкость, л	Вес обожженного горшка, кг
верхний диаметр	нижний диаметр	высота	верхний диаметр	нижний диаметр	высота				
1150	1150	920	1000	930	800	555	0,72	400	550
1040	1020	850	890	800	730	388	0,74	285	440
900	850	800	750	650	690	251	0,78	196	386
910	825	700	720	625	610	200	0,60	120	290
650	650	515	550	535	450	100	0,75	75	130

коэффициент использования емкости горшка составляет 0,6—0,78. Количество горшков в печи колеблется от 1 до 20, для приготовления сортового стекла — от 4 до 14. Печи двухгоршковые или одnogоршковые применяют в основном для варки технических стекол. Число горшков для одной печи определяется по количеству стекла, вырабатываемого в одном горшке, и по необходимой суточной производительности печи

$$n = \frac{P}{V_1 \rho}, \quad (186)$$

где P — производительность печи, кг/сут;
 V_1 — полезная емкость одного горшка, л;
 ρ — плотность стекломассы, кг/л; для простого стекла $\rho = 2,5$ кг/л.

Емкость горшка определяется условиями выработки и должна быть достаточной для выработки всей полезной массы за рабочую смену. При выработке литьем емкость горшка должна соответствовать требуемому количеству стекла для отливки и обработки. Производительность печи определяется требуемым количеством стекла для суточной выработки

$$P' = \frac{P_{\text{сут}}}{\eta} \text{ кг/сут}, \quad (187)$$

где $P_{\text{сут}}$ — сменная выработка готовых изделий из стекла на одну печь, считая, что цикл варки и выработки составляет 24 ч, кг/сут;

η — коэффициент использования стекломассы; при производстве сортовой посуды $\eta = 0,3—0,6$, изделий технического стекла $\eta = 0,1—0,2$ [2].

Если задана годовая производительность завода P_r (кг/год), то количество печей находится по формуле

$$N = \frac{P_r}{P_{\text{сут}} z}, \quad (188)$$

где $P_{\text{сут}}$ — производительность одной печи, кг/сут;
 z — количество оборотов печи в год; при производстве сортовой посуды $z = 250—280$; технического стекла $z = 200—270$ (продолжительность цикла 24 ч) и $z = 100—120$ (при продолжительности цикла 48 ч).

Размеры рабочего пространства печи определяются расстоянием рассчитанного количества горшков в печи. В круглой печи с нижним подводом и отводом газов расстановка горшков делается по кругу, при этом середина печи остается свободной от горшков. Эту площадь используют для кадиевых горелок.

Внутренний диаметр круглой печи на уровне верхнего края горшков (верхней плоскости окружки) определяют по следующей формуле:

$$D = \frac{n}{\pi} (D_1 + m) + D_1 + 2m, \quad (189)$$

где n — количество горшков;

D_1 — внешний наибольший диаметр горшка;

m — расстояние между горшками и между горшком и окружкой; принимается 0,05—0,10 м.

В печах овальной, прямоугольной или другой формы внутренние размеры пода рабочего пространства определяются непосредственно по схеме расстановки горшков в печи. При этом расстояние между горшками, между стеной и горшками принимается в пределах 0,2—0,3 м. В печах с верхним пламенем горшки располагаются на некотором расстоянии от горелок, которые устанавливаются конструктивно из соображений равномерного обогрева всех горшков, особенно крайних, расположенных в углах. Площадь пода горшковой печи примерно в 2—3 раза превышает площадь зеркала стекла всех горшков.

При ручной выработке стекла в целях создания удобного доступа к горшку при наборе стекла простенки между окнами делают с уклоном внутрь печи под углом примерно 70°. Уклон боковых ограждений (окружки) обычно составляет 85°. Высота окружки соответствует полной высоте горшка; высота рабочих окон — 300—450 мм; высота рабочего пространства определяется подъемом свода, который имеет стрелу прогиба 1/8—1/10 пролета, а также расположением горелок в печах с верхним пламенем, находящихся выше горшков; высота от пода печи до замка свода находится в пределах от 1,2 до 1,7 м.

Верхняя часть рабочего пространства печи выкладывается из динаса толщиной 250 мм с тепловой изоляцией легковесным шамотным кирпичом толщиной в один кирпич. Свод делается из динаса толщиной 250—300 мм с тепловой изоляцией из легковесного шамота толщиной в полкирпича и трепельного полкирпича. Нижняя часть рабочего пространства (окружка) выкладывается из шамота толщиной 230—250 мм с наружной тепловой изоляцией в один кирпич. Кладка пода печи обычно выполняется из крупных шамотных или динасовых плит толщиной 200—300 мм. Газовые вылеты кадиевых горелок в поду выполняются из фасонного огнеупора высокого качества — муллитового, высокоглиноземистого или динаса. Размеры вылетов горелок с нижним пламенем (кадей) рассчитываются по скорости (1,8—3 мм/сек) смеси газа и воздуха при максимальном расходе топлива на печь. Примерная площадь сечения кадей составляет 1,5—2,5% от общей площади пода печи. Горелки печей с

верхним пламенем рассчитываются так же, как для ланных печей.

Для горшковых печей поверхность нагрева насадок пары регенераторов составляет примерно 15—20 м² на 1 м³ пода печи. Для печей, работающих на жидком топливе или природном газе, поверхность нагрева насадок воздушных регенераторов равна примерно 15—20 м² на 1 м³ пода печи; поверхность нагрева рекуператоров составляет 15—20 м² на 1 м³ объема рабочего пространства печи. На 1 кг сжигаемого мазута приходится около 1,25 м² поверхности нагрева рекуператора. Горшковые печи, отопляемые мазутом или природным газом, рекомендуется выполнять рекуперативными.

Пример

Определить размеры горшковой печи для варки стекла. Производительность печи по выработке изделий (сортовой посуды) $P_r = 360$ т/год. Цикл работы печи 24 ч: разогрев 1,5 ч, варка 9,5 ч, осветление 2,5 ч, выработка 8,5 ч.

Суточную выработку изделий на одну печь, принимая $z = 250$ об/год, находим по формуле (188)

$$P_{\text{сут}} = \frac{P_r}{z} = \frac{360\,000}{250} = 1440 \text{ кг/сут.}$$

Суточную производительность печи по стекломассе, принимая коэффициент использования $\eta = 0,6$, определяем по формуле (187)

$$P' = \frac{P_{\text{сут}}}{\eta} = \frac{1440}{0,6} = 2400 \text{ кг/сут.}$$

Производим выбор размера горшков. Для этого определяем полезную емкость горшка из расчета 300 кг стекломассы, вырабатываемой из одного горшка. $V, \rho = 300$ кг.

При плотности стекломассы $\rho = 2,5$ кг/л полезная емкость горшка будет равна:

$$V_1 = \frac{300}{2,5} = 120 \text{ л.}$$

Принимаем следующие размеры горшка (см. табл. 12):

наружный верхний диаметр	910 мм
наружный нижний	825 мм
внутренний верхний	720 мм
внутренний нижний	625 мм
наружная высота	700 мм
внутренняя высота	610 мм
полная емкость	200 л

Количество устанавливаемых в печи горшков находим по формуле (186)

$$n = \frac{2400}{300} = 8.$$

Определяем внутренние размеры рабочего пространства печи: диаметр круглой печи (189)

$$D = \frac{8}{\pi} (0,91 + 0,1) + 0,91 + 2 \cdot 0,1 = 3,69 \text{ м;}$$

площадь пода печи

$$F = 0,785 \cdot 3,69^2 = 10,7 \text{ м}^2;$$

площадь зеркал стекломассы всех горшков

$$F_{\text{ст}} = 8 \cdot 0,785 \cdot 0,72^2 = 3,25 \text{ м}^2;$$

отношение

$$\frac{F}{F_{\text{ст}}} = \frac{10,7}{3,25} = 3,3;$$

высота от пода до пяти свода

$$H = h_2 + 0,4 = 0,7 + 0,4 = 1,1 \text{ м.}$$

Если принять печь с верхним пламенем, то рабочее пространство выполняется прямоугольным. Горшки располагаются в два ряда. Тогда размеры пода печи следующие:

$$\text{длина } L = 4 \cdot 0,91 + 3 \cdot 0,1 + 2 \cdot 0,175 = 4,29 \text{ м;}$$

$$\text{ширина } B = 2 \cdot 0,91 + 2 \cdot 0,25 + 0,3 = 2,22 \text{ м;}$$

$$\text{площадь пода } F = 4,29 \cdot 2,22 = 9,54 \text{ м}^2;$$

высота от пода до пяти свода

$$H = h_2 + 0,45 = 0,7 + 0,45 = 1,15 \text{ м.}$$

Ванные печи

В ванных печах непрерывного действия отдельные стадии процесса стекловарения — варка, дегазация, студка и выработка — протекают одновременно. Шихтовые материалы загружаются в печь с одного конца, а с противоположного конца печи непрерывно производится выработка стекломассы, которая последовательно проходит отдельные зоны — варки, дегазации (осветления), студки и выработки.

Разделение рабочего пространства печи на зоны обычно производится так, чтобы зоны варки и дегазации, в которых необходимо поддерживать высокие температуры (отопляемая часть печи), были отделены от зон студки и выработки, требующих более низких температур. Это делается с помощью различных разделительных приспособлений или благодаря устройству двух самостоятельных бассейнов, соединенных между собой протоком (рис. 23). В качестве разделительных приспособлений применяют плавающие, частично или глубоко погруженные, лодки из огнеупорных материалов, стальные охлаждаемые водой трубы, плавающие тела особой формы (кранцы, цилиндры, боты-сосуды) и др.

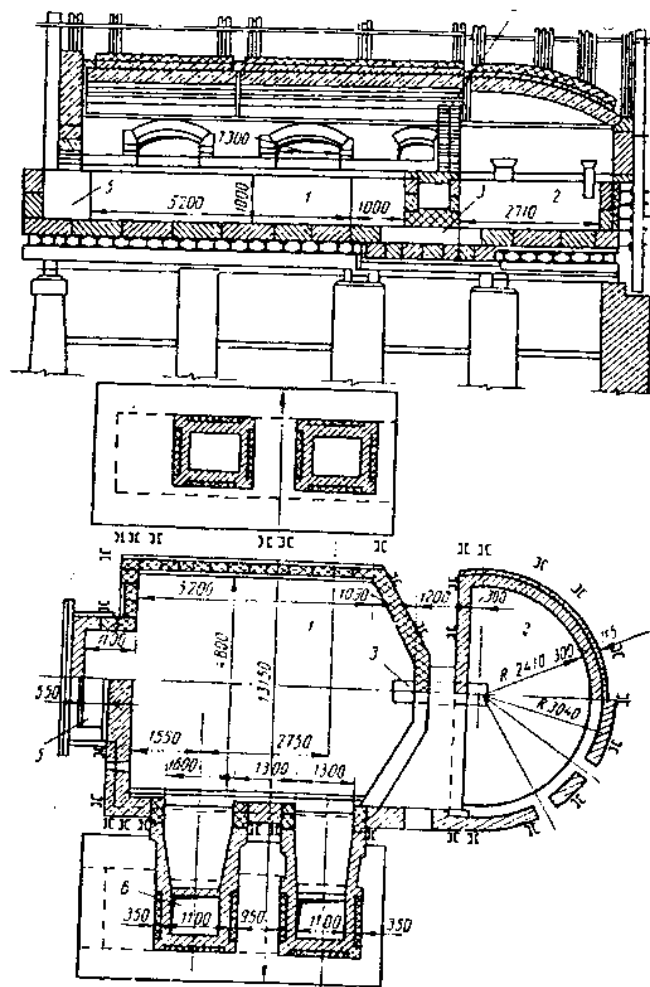


Рис. 23. Регенеративная ванная стекловаренная печь с протоком:
1 — варочный бассейн; 2 — выработочный бассейн; 3 — проток;
4 — экран; 5 — загрузочный карман; 6 — вертикальный канал горелки

Выбор конструкции ванной печи производится в соответствии с заданным режимом работы, составом стекла, видом и ассортиментом изделий и способом выработки. В производстве листового стекла применяют печи, в которых разделительным приспособлением служат лодки или охлаждаемые водой трубы. В этих печах сильно развиты конвекционные потоки стекломассы, что необходимо для стабилизации режима и повышения однородности массы в выработочной зоне. Однако для снижения температуры стекломассы в выработочной зоне требуется устройство специальной студочной зоны больших размеров. В печах с протоком варят стекло для производства стеклянной тары, столовой посуды, электроколла, труб и т. п. В этих печах имеются слабо развитые конвекционные потоки, которые позволяют получить более охлажденную и лучше проваренную стекломассу. Благодаря глубинному отбору стекломассы при малых конвекционных потоках печи с протоком имеют большую производительность.

Удельная производительность ванн печей по практическим данным колеблется в следующих пределах [42]:

при производстве листового стекла съем стекломассы с 1 м² варочной части печи (отопливаемой части) составляет 0,7—1,5 т/м²·сут; наибольший сьем соответствует содовой шихте, меньший — сульфатной;

при производстве тарного стекла для печей с протоком — 1,0—2,0 т/м²·сут;

для электровакуумного и сортового стекла в печах с протоком — 0,5—1,5 т/м²·сут.

Удельная производительность печей в большой степени зависит от температуры в пламенном пространстве. Эту зависимость можно характеризовать следующими данными удельного сьема при разных средних температурах варочной части [42]:

Средняя температура, град	1300	1370	1420	1470	1500	1540	1600
Удельный сьем т/м ² ·сут	0	0,35	0,7	1,05	1,5	2,0	3,0

Однако высокие температуры в варочной части создают весьма неблагоприятные условия для службы кладки и ускоряют износ огнеупоров. Обычно температура кладки пламенного пространства стекловаренных печей поддерживается в пределах 1380—1550°, при этом температура поверхности стекломассы равна 1300—1450°. Длительность кампании печи составляет 1,5—2 года; для ремонта и последующего пуска печи требуется примерно 35—40 суток. Для печей с протоком стекломасса, по-

ступающая из варочной зоны в студочную, имеет температуру 1150—1350°, для печей без протока (листовое стекло) — 1300—1350°. Выработка мелких штучных изделий производится при температуре стекломассы 1225—1275°, крупных штучных изделий — 1100—1200°, изделий трубчатого и листового стекла — 950—1000°. Производительность ванн стекловаренных печей определяется главным образом размерами тепловоспринимающей поверхности варочной части (зон варки и освещения) и условиями теплоотдачи от горячего факела, свода и стен пламенного пространства на поверхность слоя шихты.

Ориентировочно в пламенном пространстве варочной части 1 м² шихты воспринимает следующее количество тепла в зависимости от температуры [42]:

Температура, град	1460	1520	1550	1600
Тепло, ккал/м ² . . .	81,4	191,9	232,6	325,6

Некоторую роль в процессе нагрева стекломассы играют конвективные тепловые потоки прогретой стекломассы, движущейся под слоем шихты. Однако доля конвекционной передачи тепла потоками стекломассы составляет только 10—15% от всего тепла, передаваемого стекломассе.

Поверхность зеркала варочной зоны ванной печи приближенно определяется по формуле [1], [2]

$$F_{\text{в}} = \frac{Pq_{\text{ст}}(1-a)}{3,6Q\eta} \text{ м}^2, \quad (190)$$

где P — производительность печи по стекломассе, кг/ч;

$q_{\text{ст}}$ — расход тепла на варку 1 кг стекломассы (процесс стеклообразования), кДж/кг;

a — доля тепла, передаваемого слою шихты снизу за счет конвективных потоков; $a = 0,10—0,15$;

η — коэффициент, учитывающий заполнение поверхности зеркала варочной зоны шихтой; для малых печей $\eta = 0,5$, для больших $\eta = 0,75$;

Q — количество тепла, передаваемого на 1 м² поверхности стекломассы в варочной зоне, которое определяется по формуле (70), Вт/м².

Площадь зеркала зоны освещения обычно равна или превышает площадь варочной зоны

$$F_{\text{осв}} = (1 \div 2) F_{\text{в}} \text{ м}^2. \quad (191)$$

Поверхность зеркала зоны освещения должна быть достаточной, чтобы воспринять необходимое количество тепла и пла-

менном пространстве для нагрева стекломассы до температуры 1350—1450°, при которых освещение протекает с достаточной скоростью. Время пребывания стекломассы в зоне освещения зависит от скорости выхода пузырей на поверхность. При этом необходимо учитывать движение стекломассы в зону освещения из зоны варки, а также приток стекломассы из глубинных слоев зон студки и выработки. Непрерывное вытягивание стекломассы в зоне выработки и различие плотности и вязкости ее в отдельных зонах вызывает продольное и поперечное движение потоков, охватывая и глубинные слои. В верхней части стекломасса движется от середины печи к стенкам, т. е. от более нагретых мест к менее нагретым, а в нижней части (глубинных слоев) в обратном направлении — от стенок к середине. Наибольшее значение имеют продольные потоки, скорость движения которых в варочной части составляет до 12 м/ч, в студочной — до 14 м/ч.

Отношение количества стекломассы, поступающей в выработку, к количеству вырабатываемой называется коэффициентом потока, который равен:

$$n = \frac{A+B}{A}, \quad (192)$$

где A — количество вырабатываемой стекломассы, кг;

B — количество стекломассы, возвращающейся из студочной зоны, кг.

Чем выше коэффициент потока, тем более одинакова температура и выше однородность стекломассы. Однако вместе с этим возрастают и тепловые потоки в зону студки и из нее в варочную часть, требующие увеличения поверхностей теплообмена, следовательно, и размеров печи. Каждая зона отличается своеобразием движения стекломассы. Разделительное устройство между варочной частью и зоной студки и выработки позволяет уменьшить количество циркулирующей стекломассы и улучшить дегазацию в зоне освещения.

В печах с протоком коэффициент потока составляет 2—3. Эти печи обычно применяют для производства мелких штучных изделий, для которых стекломасса отбирается с небольших участков зеркала. В печах с заградительными лодками или без лодок коэффициент потока составляет 5—10. Эти печи обычно применяют для производства листового и зеркального стекла, вырабатываемого в виде широкой ленты. Такая выработка требует большой однородности вытягиваемой стекломассы, а следовательно, равномерного питания печи шихтой достаточно большой зоны освещения и постоянного теплового режима в рабочем пространстве.

Потребную поверхность зеркала зоны освещения можно рассчитать по формуле [1], [2]

$$F_{\text{осв}} = \frac{G_{\text{ст}}}{\rho s} \text{ м}^2, \quad (193)$$

где $G_{\text{ст}}$ — общее количество стекломассы, поступающее в зону освещения

$$G_{\text{с}} = G_0 + G_1 + G_2 \text{ кг/ч;}$$

G_0 — количество свежепроваренной стекломассы, идущей из зоны варки, равное количеству вырабатываемой, кг/ч;

G_1 — количество возвращающейся из зоны студки или выработки стекломассы, зависящие от коэффициента потока: для печей с протоком $G_1 = (1 \div 2) G_0$ кг/ч, для печей с лодками $G_1 = (4 \div 7) G_0$ кг/ч;

G_2 — количество охлажденной стекломассы, возвращающейся из глубины варочной зоны, кг/ч;

ρ — плотность стекломассы: при $t = 1300 - 1400^\circ$, $\rho = 2200 - 2300$ кг/м³;

s — толщина слоя стекломассы, движущейся в зоне освещения в сторону выработочной части, равная для стекол малопрозрачных до 100 мм и для прозрачных до 400 мм;

τ — продолжительность прогрева слоя стекломассы толщиной s от начальной температуры t_n до конечной t_k в зоне освещения.

При расчете прогрева слоя стекломассы принимают следующие значения коэффициента теплопроводности стекломассы: для верхних слоев при прозрачном стекле $\lambda = 23 - 35$ Вт/м·град; для нижних слоев $\lambda = 6 - 12$; для малопрозрачных стекол соответственно: для верхних слоев $\lambda = 3 - 6$; для нижних $\lambda = 2 - 3$.

Размеры студочной и выработочной зон определяются в зависимости от конструкции печи и способа выработки. В печах с заградительными лодками при механизированной выработке листового стекла площадь зеркала студочной части составляет 0,5—1,0 площади зеркала варочного бассейна. Студочной частью при этом считается вся неотапливаемая часть за варочным бассейном печи. При разделении газового пространства между варочной частью и зоной студки значительно уменьшается передача тепла из варочной части в студочную. В этом случае требуется меньшая площадь зеркала студочной части. В печах с протоком и решетчатым экраном площадь зеркала студочной и выработочной зон составляет от 0,10 до 0,35 от площади зеркала варочного бассейна. При этом размеры выработочного бассейна определяются расположением рабочих окон и машин

при механизированной выработке. В малых печах без протока, предназначенных для выработки бутылочного и сортового стекла, площадь зеркала студочной и выработочной зон составляет 0,4—0,5 от площади зеркала варочного бассейна. Размеры студочной зоны ванн печей могут быть определены по тепловому балансу зоны студки. Количество тепла, поступающее в зону студки, складывается из количества тепла $Q_{\text{ст}}$, вносимого стекломассой из варочной зоны, количества тепла $Q_{\text{луч}}$, отдаваемого излучением из варочной части и потоками газов, за вычетом количества тепла, уносимого стекломассой из зоны студки в варочную конвекционными потоками $Q_{\text{вых}}$, т. е. уравнение баланса составляет:

$$Q_{\text{ст}} + Q_{\text{луч}} - Q_{\text{вых}} = F_c q_c \tau, \quad (194)$$

где F_c — поверхность кладки студочной зоны, м²;

q_c — потери тепла в окружающую среду поверхностью кладки студочной зоны печи, Вт/м².

Из этого уравнения определяется величина F_c , которая представляет собой произведение периметра U_c на длину студочной части l_c ,

$$F_c = U_c l_c \text{ м}^2. \quad (195)$$

Отсюда по известной величине периметра студочной части находим длину ее

$$l_c = \frac{F_c}{U_c} \text{ м.}$$

Длина и ширина ванн печей зависят от площади бассейна. Обычно отношение длины к ширине варочной части печи, включая зону дегазации, находится в пределах от 1 : 1 до 3 : 1. Ширина ванной печи ограничивается размерами 8—9 м ввиду того, что при большой ширине значительно усложняется конструкция подвески свода. В печах с поперечным пламенем ширина печи также связана с длиной горящего факела, которая обычно находится в пределах 4—8 м и зависит от организации процесса горения. В печах больших размеров (регенеративных) предусматривают в основном поперечное направление факела, в печах малых размеров — подковообразное. Рекуперативные печи строят с продольным направлением факела. Ширина печей с поперечным пламенем (расстояние между противоположными горелками) принимается равной длине факела. Длина таких печей может быть достаточно большой — превышающей в 3—3,5 раза ширину. При этом в варочной части устанавливаются до 7—8 пар горелок. В печах с подковообразным пламенем требуется большая длина факела, превышающая длину варочной зоны. Ширина печей с подковообразным пламенем принимается чаще

всего 3—5 м. Длина этих печей может быть до 12—15 м. При этом отношение длины к ширине варочной части составляет 1,5:1 или 2:1. При большой длине трудно обеспечить необходимые температуры в продольном направлении и регулировать распределение температур по длине печи. В печах с продольным пламенем длина варочной части составляет 3—7 м, ширина 2—5 м. Печи прямого нагрева (без регенераторов) строят шириной до 2,5 м с отношением длины к ширине 4—7.

Высота пламенного пространства определяется высотой свода печи и расположением его пят. В печах с поперечным пламенем высота рабочего пространства конструктивно складывается из высоты, занимаемой нижним горелочным брусом или плитой (200 мм), расстояния от уровня стекломассы до горелочного бруса (80—120 мм), размеров влета (400—900 мм), толщины арки (250—500 мм) и подъема свода, составляющего 1/7—1/9 пролета (400—1000 мм), т. е. высота пламенного пространства составляет примерно 1,3—2,0 м. Свод и стены бассейна должны быть удалены от факела, чтобы избежать соприкосновения факела с кладкой и чрезмерного износа кладки. Однако не следует создавать бесполезных объемов рабочего пространства печи. Для печей с подковообразным и продольным пламенем расстояние между верхним краем влетного отверстия и сводом принимается не менее 300 мм. Подъем главного свода составляет 1/7—1/9 пролета. В печах с подковообразным пламенем высота пламенного пространства составляет 0,9—1,4 м.

Глубина бассейна зависит от свойств и качества стекломассы и применяемых для бассейна огнеупорных материалов. При малой глубине бассейна дно сильно прогревается и быстро изнашивается. При выборе глубины бассейна необходимо учитывать прозрачность и вязкость стекломассы. Чем меньше прозрачность и выше вязкость, тем меньше может быть принята глубина бассейна. Печи с протоком имеют меньшую глубину по сравнению с печами, имеющими неглубоко погруженные раздельные приспособления (лодки). В печах с протоком происходит более интенсивное движение стекломассы у дна, поэтому не допускается большая глубина, которая дает большое охлаждение стекломассы. В печах с лодками, наоборот, в целях получения более однородной стекломассы у выработочного окна делают большую глубину варочного бассейна, что снижает температуру придонного слоя и не допускает вовлечение его в обратный конвективный поток, так как вовлечение придонных слоев в активный поток в этом случае ухудшает качество стекла. Глубина бассейна варочной части печей с лодками для производства листового бесцветного стекла принимается в пределах 1,2—1,5 м. Глубина студочной части этих печей делается меньше, чем варочной, примерно на 0,2—0,3 м. Выработочная часть имеет меньшую глубину. У печей с протоком для выра-

ботки бесцветного стекла глубина бассейна составляет 0,8—1,2 м. При выработке малопрозрачных вязких стекол глубина принимается до 0,6 м. Количество печей при заданной годовой производительности стекломассы P_r (т/год) и известной производительности одной печи P (т/сут) определяется по формуле

$$N = \frac{P_r}{mP}, \quad (196)$$

где m — число рабочих дней в году с учетом ремонтов: $m = 310—325$ дней [2].

Пример

Определить размеры ванной стекловаренной печи с поперечным пламенем и протоком. Производительность печи 80 т/сут стекломассы.

Определяем часовую производительность печи

$$P = \frac{80\,000}{24} = 3330 \text{ кг/ч.}$$

Площадь зеркала варочной части (варки и дегазации) находим по съему стекломассы с 1 м² варочной части, который принимаем для стеклянной тары $P_F = 60 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$ (1,44 т/м² · сут),

$$F = \frac{P}{P_F} = \frac{3330}{60} = 55,5 \text{ м}^2.$$

Принимаем площадь зеркала зоны освещения равной $F_{осв} = 1,2F_v$, тогда

$$F_v + 1,2F_v = 55,5, \quad F_v = \frac{55,5}{2,2} = 25,2 \text{ м}^2, \quad F_{осв} = 1,2 \cdot 25,2 = 30,2 \text{ м}^2.$$

Для варочной зоны печи принимаем: ширину 5,4 м, длину 4,7 м, высоту 1,6 м; для зоны освещения: ширину 5,4 м, длину 5,7 м.

Проверим размеры поверхности зеркала зоны варки по формуле (190).

Расход тепла на процесс стеклообразования (собственно варку) составляет $q_c = 2850 \text{ кДж/кг}$ (см. гл. V).

Среднюю степень черноты печных газов по составу продуктов горения определяем по формуле (66) с помощью графиков рис. 4—6. Допустим, что $\epsilon_r = 0,22$, тогда степень черноты кладки $\epsilon_k = 0,8$, степень черноты стекломассы $\epsilon_m = 0,82$, средняя температура газов $T_{газ} = 1610 + 273 = 1883^\circ \text{ К}$, температура стекломассы $T_m = 1400 + 273 = 1673^\circ \text{ К}$.

Находим отношение поверхности материала к поверхности кладки по найденным размерам рабочего пространства

$$\varphi = \frac{5,4 \cdot 4,7}{5,4 \cdot 4,7 + 2 \cdot 4,7 \cdot 1,6 + 5,4 \cdot 1,6} = 0,52.$$

Видимый коэффициент излучения от газов и кладки на поверхность материала определяем по формуле (73)

$$c_m = 5,7 \epsilon_k K' \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}^4.$$

Находим значение K по графику рис. 17 или по формуле (74)

$$\alpha = \frac{1}{\varphi} = \frac{1}{0,52} = 1,93.$$

$$\beta = \varepsilon_M + \varepsilon_r (1 - \varepsilon_M) = 0,82 + 0,22 \cdot 0,18 = 0,86,$$

$$K = \frac{\omega + 1 - \varepsilon_r}{\frac{1 - \varepsilon_r}{\varepsilon_r} + \omega} = \frac{1,93 + 1 - 0,22}{0,86 \frac{1 - 0,22}{0,22} + 1,93} = 0,545,$$

$$c_n = 5,7 \cdot 0,82 \cdot 0,545 = 2,54 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}^4.$$

Суммарный тепловой поток от газов и внутренней поверхности кладки на поверхность нагреваемого материала находим по формуле (70)

$$Q = 2,54 \left[\left(\frac{1883}{100} \right)^4 - \left(\frac{1673}{100} \right)^4 \right] = 120\,300 \text{ вт/м}^2.$$

Долю тепла, передаваемого слою шихты снизу за счет конвективных потоков, принимаем $\alpha = 0,10$. Коэффициент, учитывающий заполнение поверхности ванны шихтой в зоне варки, принимаем равным $\eta = 0,75$. По формуле (190) получим:

$$F_n = \frac{3330 \cdot 2850 \cdot (1 - 0,1)}{3,6 \cdot 120\,300 \cdot 0,75} = 26,4 \text{ м}^2.$$

Следовательно, размеры ванной печи были приняты несколько меньше, чем требуется по условиям теплообмена при заданных температурах t_r и t_M .

Если учесть при расчетах видимого коэффициента излучения конвективный теплообмен и потери тепла кладкой и окружающей среде, то это внесет незначительную поправку в сторону уменьшения F_n (пример расчета, изложенный в гл. III).

Принимаем следующие размеры варочной зоны

$$B \cdot L = 5,5 \cdot 4,8 = 26,4 \text{ м}^2;$$

зоны освещения

$$5,5 \cdot 5,85 = 31,6 \text{ м}^2;$$

размеры студочной и выработочной зон могут быть приняты конструктивно из расчета 0,1—0,35 от общей площади зеркала варочного бассейна (варки и освещения);

глубина бассейна принимается равной 0,8—1,2 м (для бесцветного стекла).

Глава V

ТЕПЛОВЫЕ БАЛАНСЫ ПЕЧЕЙ

Тепловой баланс печи или сушила выражается уравнением, связывающим количество тепла, выделенное во время работы печи, с количеством тепла, израсходованным на технологические процессы (полезно используемое) и потерянными в окружающее пространство.

Тепло, выделяемое при работе пламенной печи (приход), складывается из следующих статей баланса:

тепла, выделенного при горении топлива $Q_{гор}$, тепла, вносимого подогретым воздухом $Q_{воз}$ и топливом $Q_{топ}$.

В электрических печах тепло выделяется за счет электроэнергии.

При нагреве материалов может происходить также выделение тепла за счет экзотермических реакций. Однако при обжиге материалов или при варке стекла общий тепловой эффект химических процессов, как правило, идет с поглощением тепла. Если в печь загружается нагретый материал с целью его дальнейшего подогрева до температуры обжига, то тепло материала по существу не относится к приходу, так как поступая в печь, материал немедленно поглощает тепло, а не выделяет его. Для зоны охлаждения печи, когда нагретый материал является основным источником тепла, поступающего в эту зону, тепло нагрева материала относится к статье прихода. Иногда при составлении тепловых балансов печей начальное теплосодержание материала включают в статьи прихода. Это не приводит к ошибке и в расходных статьях тепло, пошедшее на нагрев материала, условно считается как нагрев от нуля градусов.

Тепло, затраченное на технологические процессы и потери в окружающую среду, складывается из следующих статей:

тепла, пошедшего на нагрев материала, Q_M ;

тепла, затраченного на испарение влаги и нагрев водяных паров, $Q_{исп}$;

тепла, затраченного на химические процессы в материале (процессы клинкерообразования, стеклообразования и т. п.), $Q_{хим}$;

потери тепла с дымовыми газами, уходящими из рабочего пространства печи, $Q_{\text{дым}}$;

потери тепла вследствие неполноты горения топлива (химической и механической), $Q_{\text{неп}}$;

потери тепла через кладку в окружающее пространство, $Q_{\text{кл}}$;

потери тепла излучением через открытые окна и щели $Q_{\text{луч}}$;

потери тепла с газами, проходящими через неплотности рабочего пространства печи (окна, щели), $Q_{\text{выб}}$;

расхода тепла на нагрев транспортирующих устройств (вагонеток), $Q_{\text{тр}}$;

тепла, отводимого из рабочего пространства печи на сторону (для сушил), $Q_{\text{суш}}$;

потери тепла с конвекционными потоками стекломассы (для стекловаренных печей), $Q_{\text{конв}}$.

По закону сохранения энергии в любой установке расход тепла должен быть равен его приходу. Поэтому уравнение теплового баланса можно представить в следующем виде:

$$\Sigma Q = Q_r + Q_v + Q_{\text{топ}} = Q_m + Q_{\text{исп}} + Q_{\text{хим}} + Q_{\text{дым}} + Q_{\text{неп}} + Q_{\text{кл}} + Q_{\text{луч}} + Q_{\text{выб}} + Q_{\text{тр}} + Q_{\text{суш}} + Q_{\text{конв}}.$$

В зависимости от назначения печи, ее конструктивных особенностей и режима работы отдельные статьи в расчете теплового баланса могут отсутствовать, например, расход тепла на нагрев транспортирующих устройств для вращающейся печи. Для камерной печи периодического действия значительный расход тепла составляет на разогрев кладки $Q_{\text{раз}}$, так как стенки печи аккумулируют тепло при подъеме температур. В начальный период, когда стенки печи не прогреты, отсутствуют потери тепла кладкой в окружающую среду. Расчет теплового баланса позволяет выявить эффективность работы печи, определить общий расход тепла в единицу времени и удельный расход топлива на единицу массы материала, тепловую мощность печи, соответствующую заданным тепловому режиму и производительности печи. Тепловая мощность печи характеризуется количеством тепла, которое может быть выделено в ней за счет сжигания топлива в единицу времени или за счет электроэнергии в электрических печах. Эффективность использования топлива в печах определяется полнотой его сжигания, интенсивностью процесса теплообмена и тепловыми потерями через кладку печи в окружающую среду.

Уравнение теплового баланса позволяет решить ряд практических задач. В большинстве случаев тепловой баланс составляют для определения расхода топлива. При этом учитываются лишь зоны печи, потребляющие тепло, например зоны подогрева и обжига. Для зоны охлаждения печи составляется самостоя-

тельный тепловой баланс, с помощью которого определяется расход воздуха, необходимого для охлаждения. Для печей периодического действия баланс тепла рассчитывается на отдельные периоды работы (подъема температуры, выдержки, охлаждения). С помощью теплового баланса можно рассчитать температурную кривую по длине рабочего пространства непрерывно действующих печей. Если рабочее пространство печи разделить на отдельные зоны и баланс тепла рассчитать для каждой зоны, то совместное решение уравнений позволяет найти температуры газов на границах зон. Наиболее удобно тепловые балансы печей или сушил рассчитывать в единицах тепловой мощности (теплового потока) — *квт*. Тепловой баланс может быть рассчитан также в единице удельной теплоты — *кдж/кг*, отнесенной к 1 кг нагреваемого материала или в *кдж/ч* ($1 \text{ кдж/ч} = 0,278 \text{ вт}$).

Для сравнения показателей работы отдельных печей между собой и сопоставления расчетных данных с практическими данными работающих печей однотипных конструкций пользуются величинами удельного расхода тепла или удельного расхода условного топлива. Удельный расход условного топлива выражается в единицах *кг/т*, *кг/кг*, *кг/100 шт. изделий*, *кг/м² плиток* или в *%*.

Например, в печи расходуется B (*м³/ч*) газа теплотворностью Q_H (*кдж/м³*) при производительности печи P (*т/ч*). Удельный расход условного топлива будет:

$$b = \frac{BQ_H}{29\,300P} \text{ кг усл. топ./т} \quad (197)$$

или

$$b = \frac{BQ_H \cdot 100}{29\,300P \cdot 1000} \% \quad (198)$$

Если известна тепловая мощность, потребная на процесс тепловой обработки материалов (*квт*), и требуется определить удельный расход тепла (*кдж/кг*), то необходимо воспользоваться соотношением

$$1 \text{ вт} = 3,6 \text{ кдж/ч}; \quad 1 \text{ квт} = 3600 \text{ кдж/ч}.$$

Например, по расчету теплового баланса имеем расход тепла $Q = 5000 \text{ квт}$. Производительность печи $P = 8800 \text{ кг/ч}$.

Удельный расход тепла составит:

$$q = \frac{5000 \cdot 3600}{8800} = 2045 \text{ кдж/кг}.$$

Если производительность печи

$$P = \frac{8800}{3600} = 2,44 \text{ кг/сек},$$

то удельный расход тепла определяется по уравнению

$$q = \frac{5000}{2,45} = 2045 \text{ кДж/кг.}$$

Удельный расход условного топлива составит:

$$b = \frac{2045}{29300} = 0,07 \text{ кг усл. топ./кг или } 7\%.$$

§ 1. Приход тепла

1. Тепло от горения топлива

$$Q_r = Q_n^p B \text{ кВт,} \quad (199)$$

где Q_n^p — тепло сгорания топлива, кДж/кг или кДж/нм³;
 B — расход топлива, кг/сек или нм³/сек.

2. Тепло, вносимое подогретым топливом

$$Q_{\text{топ}} = c_T t_T B \text{ кВт,} \quad (200)$$

где c_T — средняя теплоемкость топлива, равная для сухого твердого топлива примерно $c_T^s = 1,05$ кДж/кг·град; для влажного топлива при влажности $W_p(\%)$

$$c_T^{\text{вл}} = 1,05 \frac{100 - W_p}{100} + \frac{W_p}{100} \text{ кДж/кг·град,} \quad (201)$$

для мазута $c_T = 2,05$ кДж/кг·град, для газообразного топлива энтальпия ($c_t^g t$) определяется в зависимости от температуры и состава газа (приложения 8 и 9);

t_T — температура подогрева топлива принимается в следующих пределах:

твердого топлива, которое сжигается неподогретым: в зимнее время — ниже нуля, летом 15—20°; пылевидного топлива 40—50°; мазута 55—90° (высоковязные мазуты подогревают до 90—95°); природного газа неподогретого 0—30° (физическое тепло можно не учитывать); подогретого газообразного топлива в регенераторах (генераторного, коксодоменного газа) — 800—1100° (температура подогрева определяется при расчетах горения топлива).

3. Тепло, вносимое подогретым воздухом,

$$Q_{\text{воз}} = L_a i_{\text{воз}} B \text{ кВт,} \quad (202)$$

где L_a — действительное количество воздуха, подаваемое для горения топлива, нм³/кг или нм³/нм³; если воздух,

идущий для горения, разделяется на первичный и вторичный с разными температурами подогрева, то расчет ведется отдельно для того и другого;

$i_{\text{воз}}$ — теплосодержание (энтальпия) воздуха, кДж/нм³, находится в зависимости от температуры (приложение 9).

§ 2. Расход тепла

1. Тепло, затраченное на нагрев материалов или изделий,

$$Q_n = P (c_n t_n - c_n t_n) \text{ кВт,} \quad (203)$$

где P — производительность печи по сухому (обоженному) материалу, кг/сек;

$c_n t_n$ — энтальпия (теплосодержание) материала, в конце нагрева до конечной температуры обжига, кДж/кг;

c_n — средняя массовая теплоемкость материала в интервале температур от 0 до t_n , кДж/кг·град (приложения 17 и 18);

$c_n t_n$ — энтальпия (теплосодержание) материала в начале нагрева при начальной температуре t_n , кДж/кг.

Если при обжиге в печь загружаются шихтовые материалы в количестве, отличающемся от выхода обожженного продукта, то тепло, затраченное на нагрев материала, следует рассчитывать по формуле

$$Q_n = P c_n t_n - P_c c_n t_n \text{ кВт,} \quad (204)$$

где P_c — расход сухих шихтовых материалов, кг/сек;

$c_n t_n$ — начальное теплосодержание сухих материалов, кДж/кг.

2. Расход тепла на испарение физической влаги из материала

$$Q_{\text{исп}} = (2500 - 4,2 t_n) W_{\text{вл}} \text{ кВт,} \quad (205)$$

где 2500 — скрытая теплота парообразования, кДж/кг влаги;

4,2 — теплоемкость воды, кДж/кг;

t_n — температура влажных материалов, поступающих в печь, град.

Количество влаги, испаряемой из материала, определяется по абсолютной или относительной его влажности

$$w_{\text{вл}} = P \frac{w_a}{100} = P_c \frac{w}{100 - w} \text{ кг/сек,} \quad (206)$$

где P_c — количество сухого материала (шихты), поступающего в печь, кг/сек;

w_a — абсолютная влажность материала, %

w — относительная влажность материала, %.

3. Тепло затраченное на химические реакции при нагреве материала,

$$Q_x = q_x G_x \text{ квт}, \quad (207)$$

где q_x — теплота, расходуемая на физико-химические процессы 1 кг исходного химического вещества в необожженном продукте, кдж/кг;

G_x — количество исходного химического вещества в материале, загружаемом в печь,

$$G_x = 0,01 n P_c \text{ кг/сек}, \quad (208)$$

n — процентное содержание исходного химического вещества в сухой массе материала, %;

P_c — количество сухого материала, поступающего в печь, кг/сек.

Теплота дегидратации глины, отнесенная к 1 кг глины, составляет $q_x = 290—557$ кдж/кг [6]; на 1 кг Al_2O_3 — $q_x = 2090$ кдж/кг [5]; на 1 кг сапфировых изделий — $q_x = 314—377$ кдж/кг. Теплота дегидратации гипсового камня при температуре $60—150^\circ$ (переход в полуводный) на 1 кг шихты — $q_x = 578$ кдж/кг (при отделении воды в виде паров) [6].

Теплота диссоциации карбонатов составляет: $q_x = 1310$ кдж/кг $MgCO_3$; $q_x = 1780$ кдж/кг $CaCO_3$, а при расчете на продукт MgO — $q_x = 2750$ кдж/кг MgO ; при расчете на продукт CaO — $q_x = 3177$ кдж/кг CaO [6].

Теплота реакций при вспучивании глины в производстве керамики составляет $q_x = 400—600$ кдж/кг [6].

При обжиге диатомита расход тепла на химические процессы не учитывается, вследствие его незначительной величины. При обжиге цементного клинкера расход тепла на клинкерообразование составляет при обжиге обычного сырья из известкового и глинистого компонента $q_x = 1670—2000$ кдж/кг кл.; при обжиге сырья с применением доменного шлака $q_x = 960—1050$ кдж/кг кл.

При варке стекла расход тепла на стеклообразование составляет примерно при содовой шихте $q_x = 2680$ кдж/кг ст. и при сульфатной шихте $q_x = 3180$ кдж/кг ст.

Теплота плавления стекла составляет $i_{пл} = 251—347$ кдж/кг; гранита и других горных пород $i_{пл} = 420$ кдж/кг, доменных и мартеновских шлаков $i_{пл} = 125—200$ кдж/кг, льда $i_{пл} = 335$ кдж/кг.

Расход тепла на процессы клинкерообразования и стеклообразования обычно определяются расчетом по составу исходных сырьевых материалов и заданного состава готового продукта.

Расчет расхода тепла на процессы клинкерообразования. Рассматриваемый метод [8], [10] сводится к расчету теплового баланса процесса клинкерообразования, учитывающего эндотермические и экзотермические процессы, происходящие при нагреве сырья.

По балансу тепла, рассчитанному на 1 кг клинкера, теплота клинкерообразования, отнесенная к нулю градусов, находится по разности между расходом тепла и теплом, полученным от экзотермических реакций, от теплосодержания образовавшегося клинкера и теплосодержания газообразных продуктов разложения

$$q_x = (q_m + q_{энд} + q_{пл}) - (q_{экс} + q_{кл} + q_{газ}) \text{ кдж/кг кл.}, \quad (209)$$

где q_m — тепло, затраченное на нагрев сырьевых материалов; $q_{энд}$ — расход тепла на эндотермические процессы при нагреве;

$q_{пл}$ — расход тепла на образование жидкой фазы при 1400° ;

$q_{энд}$ — тепло, выделяемое при образовании клинкерных минералов;

$q_{кл}$ — теплосодержание клинкера;

$q_{газ}$ — теплосодержание газообразных продуктов реакций декарбонизации и дегидратации.

Величина q_x представляет собой теоретический расход тепла на клинкерообразование.

Пример

Сырьевая смесь из известняка и глины следующего химического состава, %

CaO	SiO ₂	Al ₂ O ₃	MgO	Fe ₂ O ₃	П.п.п.	Прочие
40,61	13,22	3,68	2,76	2,38	36,12	1,00

Минералогический состав клинкера, %

C ₂ S	C ₃ S	C ₄ A	C ₄ AF
55,8	16,8	8,4	12,3

Влажность шлака $w = 38\%$. В качестве топлива используется природный газ.

Теоретический расход сухого сырья на 1 кг клинкера

$$G_c^* = \frac{100}{100 - \text{п.п.п.}} = \frac{100}{100 - 36,12} = 1,566 \text{ кг/кг кл.}$$

Количество CO_2 в сырьевой смеси находим по формуле

$$G_{CO_2} = 0,01 (0,786 CaO + 1,09 MgO) G_c^* \text{ кг/кг кл.} \quad (210)$$

$$G_{CO_2} = 0,01 (0,786 \cdot 40,61 + 1,09 \cdot 2,76) \cdot 1,566 = 0,546 \text{ кг/кг кл.}$$

Количество гидратной воды и сырьевой смеси на 1 кг клинкера определяем по формуле

$$G_{H_2O} = 0,01 \text{ п.п.п.} \cdot G_c^T - G_{CO_2} \text{ кг/кг кл.}, \quad (211)$$

$$G_{H_2O} = 0,01 \cdot 36,12 \cdot 1,566 - 0,546 = 0,019 \text{ кг/кг кл.}$$

Расход тепла

Тепло, затраченное на нагрев материалов, определяем по формуле

$$q_m = q_1 + q_2 + q_3 \text{ кДж/кг кл.},$$

где q_1 — тепло, затраченное на нагрев сухого сырья от 0 до 500°.

$$q_1 = G_c^T \cdot c_1 \cdot 500 \text{ кДж/кг кл.}, \quad (212)$$

c_1 — средняя теплоемкость сухого сырья, $c_1 = 1,06 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град.}$

$$q_1 = 1,566 \cdot 1,06 \cdot 500 = 830 \text{ кДж/кг кл.}$$

Примечание. Расход тепла на нагревание сырьевой смеси более точно определяется по составу сухих сырьевых материалов и таблице теплоемкостей (приложение 17) [10]

$$q_m = G_{CaCO_3} c_{CaCO_3} \Delta t + G_{MgCO_3} c_{MgCO_3} \Delta t + G_{SiO_2} c_{SiO_2} \Delta t + \dots \text{ кДж/кг кл.};$$

q_2 — тепло, затраченное на нагрев дегидратированного сырья от 500 до 900°.

$$q_2 = (G_c^T - G_{H_2O}) c_2 \cdot 400 \text{ кДж/кг кл.}, \quad (213)$$

c_2 — средняя теплоемкость дегидратированного сырья; $c_2 = 1,185 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град.}$

$$q_2 = (1,566 - 0,019) \cdot 1,185 \cdot 400 = 732 \text{ кДж/кг кл.};$$

q_3 — тепло, затраченное на нагрев декарбонизированного сырья от 900 до 1400°.

$$q_3 = (G_c^T - G_{H_2O} - G_{CO_2}) c_3 \cdot 500 \text{ кДж/кг кл.}, \quad (214)$$

c_3 — средняя теплоемкость прокаленной сырьевой смеси в интервале температур 900—1400°; $c_3 = 1,03 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град.}$ [2].

$$q_3 = (1,566 - 0,019 - 0,546) \cdot 1,03 \cdot 500 = 517 \text{ кДж/кг кл.}$$

Общий расход тепла на нагрев материалов

$$q_m = 830 + 732 + 517 = 2079 \text{ кДж/кг кл.}$$

Расход тепла на эндотермические процессы дегидратации и декарбонизации определяется по формуле

$$q_{энд} = 6700 G_{H_2O} + 1658 G_{CaCO_3} + 816 G_{MgCO_3} \text{ кДж/кг кл.}, \quad (215)$$

или по формуле

$$q_{энд} = 6700 G_{H_2O} + (29,6 CaO + 17 MgO) G_c^T \text{ кДж/кг кл.}, \quad (216)$$

где 6700 — тепловой эффект дегидратации каолина при температуре 450—500°, кДж/кг кл.;
1658 — тепловой эффект декарбонизации $CaCO_3$, кДж/кг $CaCO_3$;

816 — тепловой эффект декарбонизации $MgCO_3$ при 900°, кДж/кг $MgCO_3$;

G_{CaCO_3} , G_{MgCO_3} — количества $CaCO_3$ и $MgCO_3$ в сырьевой смеси, кг/кг кл.;
 CaO , MgO — содержание CaO и MgO в сырьевой смеси, %.

$$q_{энд} = 6700 \cdot 0,019 + (29,6 \cdot 40,64 + 17 \cdot 2,76) \cdot 1,566 = 2077 \text{ кДж/кг кл.}$$

Расход тепла на образование жидкой фазы при 1400° составляет $q_{жл} = 209 \text{ кДж/кг кл.}$

Итого расход тепла

$$q_m + q_{энд} + q_{жл} = 2079 + 2077 + 209 = 4365 \text{ кДж/кг кл.}$$

Приход тепла, выделяемого при образовании клинкерных минералов при температуре 1100—1400° [2, 10].

$$q_{экз} = 4,65 C_2S + 6,20 C_2S + 3,47 C_3A + 1,09 C_4AF \text{ кДж/кг кл.}, \quad (217)$$

где 4,65; 6,20; 3,47; 1,09 — экзотермические эффекты образования соответствующих силикатов, кДж/0,01 кг;

C_2S ; C_2S ; C_3A ; C_4AF — количество силикатов, %.

$$q_{экз} = 4,65 \cdot 55,8 + 6,20 \cdot 16,8 + 3,47 \cdot 8,4 + 1,09 \cdot 12,3 = 406 \text{ кДж/кг кл.}$$

Энтальпия (теплосодержание) клинкера при 1400° и теплоемкости $c_k = 1,093 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$

$$q_{кл} = 1,093 \cdot 1400 = 1530 \text{ кДж/кг кл.}$$

Энтальпия газообразных продуктов разложения CO_2 при температуре 900° и H_2O при температуре 500° с учетом скрытой теплоты парообразования

$$q_{газ} = 987,6 G_{CO_2} + 3488 G_{H_2O} \text{ кДж/кг кл.}, \quad (218)$$

где $987,6 = \frac{1952,4}{1,077}$ — энтальпия CO_2 при 900°, кДж/кг;

1952,4 — энтальпия CO_2 , кДж/м³ (приложение 8);

$3488 = \frac{795,1}{0,804} + 2500$ — сумма энтальпии H_2O при 500° и скрытой теплоты парообразования H_2O , кДж/кг;

$$q_{газ} = 987,6 \cdot 0,546 + 3488 \cdot 0,019 = 605 \text{ кДж/кг кл.}$$

Итого приход тепла

$$q_{экз} + q_{кл} + q_{газ} = 406 + 1530 + 605 = 2541 \text{ кДж/кг кл.}$$

Тепловой эффект клинкерообразования

$$q_x = 4365 - 2541 = 1824 \text{ кДж/кг кл.}$$

Приближенно расход тепла на клинкерообразование можно рассчитать по формуле [10]

$$q_x = G_c^T (4,52 Al_2O_3 + 29,64 CaO + 17,0 MgO) = 285 \text{ кДж/кг кл.}, \quad (219)$$

где Al_2O_3 ; CaO ; MgO — содержание данных оксидов в сырьевой смеси, %.

По приближенной формуле получим:

$$q_x = 1,566 (4,52 \cdot 3,68 + 29,64 \cdot 40,64 + 17 \cdot 2,76) = 1705 \text{ кДж/кг кл.}$$

Расчет расхода тепла на процесс стеклообразования. Процесс нагрева и плавления шихтовых материалов протекает с поглощением и с выделением тепла. Однако результирующий тепловой эффект будет с поглощением тепла. Рассматриваемый метод расчета [2], [42] предусматривает определение полного расхода тепла на процесс стеклообразования, включая тепловой эффект стеклообразования, теплосодержание стекломассы, тепло нагрева продуктов дегазации и теплоту плавления стекла

$$q_x = q_c + q_m + q_{пл} + q_{газ} \text{ кДж/кг ст.} \quad (220)$$

где q_c — тепловой эффект реакций стеклообразования;

q_m — тепло нагрева стекломассы;

$q_{пл}$ — теплота плавления стекла;

$q_{газ}$ — тепло нагрева газов разложения.

Пример

Состав шихты, %

Песок	Известняк	Сода	Сульфат	Доломит	Глинозем	Антрацит	Бой
55,8	6,1	14,8	11,3	10,8	0,67	0,53	26

Влажность шихты 2%

Химический состав сырьевых материалов, %

Исходное	SiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	CaO	MgO	П.п.п.	Нерастворимый остаток
Песок	99,06	0,54	0,10	—	—	0,30	—
Известняк	—	0,32	0,08	51,62	1,03	42,90	1,05
Доломит	—	1,45	0,08	31,10	20,51	45,30	1,56
Глинозем	8,6	91,40	—	—	—	—	—
		CaSiO ₃	MgSO ₄	Na ₂ SO ₄	NaCl		
Сульфат	—	1,50	2,14	88,80	3,66	—	0,9
		CaCO ₃	MgCO ₃	Na ₂ CO ₃	NaCl		
Сода	—	0,37	0,20	98,22	0,95	—	0,26
		C					A
Антрацит	—	86,0	—	—	—	—	14,0

Таблица 13

Расход тепла на процессы разложения и образования силикатов и количество выделяющихся газов, отнесенные к 1 кг продукта разложения [2], [42]

Хол реакции	Продукт разложения	Расход тепла, кДж/кг	Газы разложения	Выход газов	
				м ³ /кг	кг/кг
CaCO ₃ → CaO	CaO	2826	CO ₂	0,400	0,786
CaCO ₃ → CaSiO ₃	CaO	1537	CO ₂	0,400	0,786
MgCO ₃ → MgO	MgO	2750	CO ₂	0,553	1,09
MgCO ₃ → MgSiO ₃	MgO	3467	CO ₂	0,553	1,09
Al(OH) ₃ → Al ₂ O ₃	Al ₂ O ₃	1767	H ₂ O	0,656	0,527
Na ₂ CO ₃ → Na ₂ SiO ₃	Na ₂ O	952	CO ₂	0,360	0,711
Na ₂ SO ₄ → Na ₂ SiO ₃	Na ₂ O	3467	SO ₂ + CO ₂	0,363 + 0,18	1,035 + 0,356
CaMg(CO ₃) ₂ → MgCa(SiO ₃) ₂	MgCaO ₂	2758	CO ₂	0,463	0,915
K ₂ CO ₃ → K ₂ SiO ₃	K ₂ O	997	CO ₂	0,236	0,466
KNO ₃ → K ₂ SiO ₃	K ₂ O	3166	N ₂ O ₅	0,239	1,45
BaCO ₃ → BaSiO ₃	BaO	988	CO ₂	0,146	0,288
Ba(NO ₃) ₂ → BaSiO ₃	BaO	2261	N ₂ O ₅	0,146	0,887
H ₃ BO ₃ → B ₂ O ₃	B ₂ O ₃	3019	H ₂ O	0,960	0,772
CaSO ₄ ·2H ₂ O → CaSO ₄	CaSO ₄	779	H ₂ O	0,328	0,263
CaSO ₄ ·2H ₂ O → CaSO ₄ ·0,5H ₂ O	CaSO ₄ ·0,5H ₂ O	484	H ₂ O	0,232	0,186

Тепловой эффект реакций стеклообразования определяем на 1 кг стекломассы по формуле

$$q_c = q_1 G_1 G_{ш} + q_2 G_2 G_{ш} + q_3 G_3 G_{ш} \text{ кДж/кг ст.}, \quad (221)$$

где q_1, q_2, q_3 — тепловые эффекты образования отдельных окислов, переходящих в стекло, кДж/кг (табл. 13);

G_1, G_2, G_3 — весовые количества соответствующих окислов в шихте, кг/кг ших.;

$G_{ш}$ — расход сухих шихтовых материалов, кг/кг ст.

Определим расход сухих шихтовых материалов $G_{ш}$ на 1 кг стекломассы и выход летучих

$$G_{ш} = \frac{100}{100 + G_6 - G_{пл}} \text{ кг/кг ст.}, \quad (222)$$

где G_6 — количество стекольного боя, вводимого в шихту, %;

$G_{пл}$ — количество летучих продуктов дегазации в шихте, % (кг/100 кг ших.).

При влажности шихты 2% количество сухой шихты равно 98%. Выход летучих продуктов дегазации из 100 кг шихты, кг

Влага шихты H₂O 2,00 кг/100 кг
Песок (влажн. = 0,3%) CO₂ = 55,8 · 0,003 · 0,98 = 0,16

Доломит	$\text{CO}_2 = 10,8 \cdot 0,453 \cdot 0,98 =$	$4,79 \text{ кг/100 кг}$
Известняк	$\text{CO}_2 = 6,1 \cdot 0,429 \cdot 0,98 =$	$2,56 \text{ »}$
Сульфат	$(\text{CaSO}_4) \text{ SO}_2 = 11,3 \cdot 0,045 \cdot \frac{64}{136} \cdot 0,98 =$	$0,24 \text{ »}$
»	$(\text{MgSO}_4) \text{ SO}_2 = 11,3 \cdot 0,0214 \cdot \frac{64}{120,3} \cdot 0,98 =$	$0,13 \text{ »}$
»	$(\text{Na}_2\text{SO}_4) \text{ SO}_2 = 11,3 \cdot 0,888 \cdot \frac{64}{142} \cdot 0,98 =$	$4,43 \text{ »}$
»	$\text{NaCl} = 11,3 \cdot 0,0366 \cdot 0,98 =$	$0,41 \text{ »}$
Сода	$(\text{CaCO}_3) \text{ CO}_2 = 14,8 \cdot 0,0038 \cdot \frac{44}{100} \cdot 0,98 =$	$0,02 \text{ »}$
»	$(\text{MgCO}_3) \text{ CO}_2 = 14,8 \cdot 0,0002 \cdot \frac{44}{84,3} \cdot 0,98 =$	$0,02 \text{ »}$
»	$(\text{Na}_2\text{CO}_3) \text{ CO}_2 = 14,8 \cdot 0,9822 \cdot \frac{44}{106} \cdot 0,98 =$	$5,88 \text{ »}$
»	$\text{NaCl} = 14,8 \cdot 0,0095 \cdot 0,98 =$	$0,14 \text{ »}$
Антрацит	$(\text{C} + \text{O}_2) \text{ CO}_2 = 0,53 \cdot 0,98 \cdot 0,86 \cdot \frac{44}{12} =$	$1,64 \text{ »}$

(здесь кислород поступает от разложения сульфата)

$$\text{Всего: } G_{\text{пл}} = 22,42 \text{ кг/100 кг}$$

из них: $\text{CO}_2 = 0,1507 \text{ кг/кг ших.}$

$$\text{или } \text{CO}_2 = \frac{0,1507}{1,977} = 0,076 \text{ нм}^3/\text{кг ших.};$$

$\text{SO}_2 = 0,048 \text{ кг/кг ших.}$

$$\text{или } \text{SO}_2 = \frac{0,048}{2,86} = 0,017 \text{ нм}^3/\text{кг ших.};$$

$\text{H}_2\text{O} = 0,02 \text{ кг/кг ших.}$

$$\text{или } \text{H}_2\text{O} = \frac{0,02}{0,804} = 0,025 \text{ нм}^3/\text{кг ших.}$$

Расход сухих шихтовых материалов составляет:

$$G_{\text{ш}} = \frac{100}{100 + 26 - 22,42} = 0,965 \text{ кг/кг ст.},$$

$$G_{\text{д}} = 26 \cdot 0,965 = 25,1\% \text{ (от стекломассы).}$$

Расход тепла на получение CaSiO_3 из CaCO_3 (известняка и соды) составляет:

$$q_1 = q_{\text{х}} G_{\text{CaO}} G_{\text{ш}} = 1537 \cdot 0,033 \cdot 0,965 = 48,9 \text{ кДж/кг ст.},$$

где $q_{\text{х}} = 1537 \text{ кДж/кг ст.}$ (см. табл. 13);

$$G_{\text{CaO}} (\text{известняк}) = 0,061 \cdot 0,5462 \cdot 0,98 = 0,0327 \text{ кг/кг ших.},$$

$$G_{\text{CaO}} (\text{сода}) = 0,148 \cdot 0,0037 \cdot 0,56 \cdot 0,98 = 0,0003 \text{ кг/кг ших.}$$

$$\text{Всего: } G_{\text{CaO}} = 0,033 \text{ кг/кг ших.}$$

Расход тепла на получение Na_2SiO_3 из Na_2CO_3 (соды)

$$q_2 = 952 G_{\text{Na}_2\text{O}} G_{\text{ш}} = 952 \cdot 0,0834 \cdot 0,965 = 76,6 \text{ кДж/кг ст.},$$

$$\text{где } G_{\text{Na}_2\text{O}} = 0,148 \cdot 0,9822 \cdot 0,586 \cdot 0,98 = 0,0834 \text{ кг/кг ших.}$$

Расход тепла на получение Na_2SiO_3 из Na_2SO_4 (сульфата)

$$q_3 = 3467 G_{\text{Na}_2\text{O}} G_{\text{ш}} = 3467 \cdot 0,0428 \cdot 0,965 = 143,5 \text{ кДж/кг ст.},$$

где $G_{\text{Na}_2\text{O}} = 0,113 \cdot 0,888 \cdot 0,436 \cdot 0,98 = 0,0428 \text{ кг/кг ших.}$

Расход тепла на получение MgSiO_3 из MgCO_3 (известняка, сульфата и соды)

$$q_4 = 3467 G_{\text{MgO}} G_{\text{ш}} = 3467 \cdot 0,0015 \cdot 0,965 = 5,0 \text{ кДж/кг ст.},$$

где $G_{\text{MgO}} (\text{известняк}) = 0,061 \cdot 0,0103 \cdot 0,98 = 0,0006 \text{ кг/кг ших.},$

$$G_{\text{MgO}} (\text{сульфат}) = 0,113 \cdot 0,0214 \cdot 0,334 \cdot 0,98 = 0,0008 \text{ кг/кг ших.},$$

$$G_{\text{MgO}} (\text{сода}) = 0,148 \cdot 0,002 \cdot 0,479 \cdot 0,98 = 0,0001 \text{ кг/кг ших.}$$

$$\text{Всего: } G_{\text{MgO}} = 0,0015 \text{ кг/кг ших.}$$

Расход тепла на получение $\text{CaMg}(\text{SiO}_3)_2$ из доломита

$$q_5 = 2758 G_{\text{CaMgO}_2} G_{\text{ш}} = 2758 \cdot 0,0546 \cdot 0,965 = 145,2 \text{ кДж/кг ст.},$$

где $G_{\text{CaMgO}_2} = 0,108 (0,311 + 0,2051) \cdot 0,98 = 0,0546 \text{ кг/кг ших.}$

Общий расход тепла

$$q_{\text{с}} = 48,9 + 76,6 + 143,5 + 5,0 + 145,2 = 419,2 \text{ кДж/кг ст.}$$

Расход тепла на нагрев 1 кг стекломассы до 1400° при начальной температуре шихты $t_{\text{н}} = 20^\circ$.

$$q_{\text{м}} = c_{\text{с}} t_{\text{с}} - (G_{\text{ш}} c_{\text{ш}} t_{\text{н}} + G_{\text{д}} c_{\text{д}} t_{\text{н}}) \text{ кДж/кг ст.}, \quad (223)$$

где $c_{\text{с}}$ — средняя теплоемкость стекломассы, не содержащей окислов тяжелых металлов [2],

$$c_{\text{с}} = 0,672 + 0,00046 t \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}; \quad (224)$$

$$c_{\text{с}} = 0,672 + 0,00046 \cdot 1400 = 1,316 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град.}$$

$c_{\text{ш}}$ — средняя теплоемкость шихты; $c_{\text{ш}} = 0,963 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град};$

$c_{\text{д}}$ — средняя теплоемкость стеклыного боя.

Средняя теплоемкость стекла в интервале температур $0-500^\circ$ находится по формуле [2]

$$c_{\text{д}} = 0,751 + 0,000265 t \text{ кДж/кг} \cdot \text{град.} \quad (225)$$

$$c_{\text{д}} = 0,751 + 0,000265 \cdot 20 = 0,756 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град.}$$

Более точно среднюю теплоемкость стекла можно определить по данным состава стекла и следующих теплоемкостей окислов, образующих стекло, кДж/кг · град [2]

	SiO ₂	B ₂ O ₃	Na ₂ O	CaO	BaO	MgO
c_0	0,712	0,879	1,068	0,628	0,272	1,026
	K ₂ O	PbO	ZnO	Al ₂ O ₃	As ₂ O ₃	Sb ₂ O ₃
c_1	1,068	1,063	0,440	0,816	0,523	0,502

Зависимость теплотемкости от температуры выражается формулой [2]

$$c_t = c_0 (1 + 0,00039t) \text{ кдж/кг} \cdot \text{град.} \quad (226)$$

Таким образом,

$$q_m = 1,316 \cdot 1400 - (0,965 \cdot 0,963 \cdot 20 + 0,251 \cdot 0,756 \cdot 20) = 1817 \text{ кдж/кг ст.}$$

Расход тепла на плавление шихтовых материалов (стекла):

$$q_{пл} = 347 G_{ш} (1 - 0,01 G_{п.л}) \text{ кдж/кг ст.}, \quad (227)$$

$$q_{пл} = 347 \cdot 0,965 (1 - 0,2242) = 259 \text{ кдж/кг ст.}$$

Расход тепла на нагрев газов разложения до 1400°

$$q_{газ} = q_{RO_2} + q_{H_2O} \text{ кдж/кг} \cdot \text{град.},$$

где

q_{RO_2} — теплота нагрева CO₂ + SO₂

$$q_{RO_2} = V_{RO_2} G_{ш} c_{RO_2} t \text{ кдж/кг ст.}, \quad (228)$$

$$V_{RO_2} = 0,076 + 0,017 - 0,093 \text{ нм}^3/\text{кг ших.};$$

$c_{RO_2} t = 3239,1 \text{ кдж/нм}^3$ — энтальпия газов при $t = 1400^\circ$ (приложение 8);

$$q_{RO_2} = 0,093 \cdot 0,965 \cdot 3239,1 = 290 \text{ кдж/кг ст.};$$

q_{H_2O} — теплота нагрева воды, включая испарение влаги шихты,

$$q_{H_2O} = (V_{H_2O} c_{H_2O} t + 25 \psi) G_{ш} \text{ кдж/кг ст.}, \quad (229)$$

где $V_{H_2O} = 0,025 \text{ нм}^3/\text{кг ших.};$

$c_{H_2O} t = 2559,3 \text{ кдж/нм}^3$ (приложение 8);

ψ — влажность шихты, %;

$$q_{H_2O} = (0,025 \cdot 2559,3 + 25 \cdot 2) \cdot 0,965 = 110 \text{ кдж/кг ст.},$$

$$q_{газ} = 290 + 110 = 400 \text{ кдж/кг ст.}$$

Общий расход тепла на процесс стеклообразования

$$q_x = 419 + 1817 + 259 + 400 = 2895 \text{ кдж/кг ст.}$$

4. Потери тепла с уходящими продуктами горения

$$Q_{\text{дым}} = V_{\text{дым}} i_{\text{дым}} \text{ кВт}, \quad (230)$$

где

$V_{\text{дым}}$ — объем продуктов горения, уходящих из рабочего пространства печи, с учетом подсосов окружающего воздуха, $\text{нм}^3/\text{сек.};$

$i_{\text{дым}} = c_{\text{дым}} t_{\text{дым}}$ — энтальпия продуктов горения при температуре уходящих газов, кдж/нм^3

Приблизленно энтальпия продуктов горения находится по i — t -диаграмме в зависимости от температуры газов и коэффициента расхода воздуха α . Более точно энтальпия определяется по составу уходящих газов (приложения 8, 9). Температура уходящих из печи газов зависит от конструкции печи и температурного режима работы. Обычно температурой уходящих газов задаются, исходя из практических данных работающих печей.

Объем продуктов горения определяется по формуле (50), где общий коэффициент расхода воздуха для длинных туннельных печей принимается равным $\alpha_{\text{общ}} = 4-5$. При автоматическом регулировании перепада разрежения между рабочим пространством и контрольным коридором туннельных печей $\alpha_{\text{общ}} = 2,5-3,0$. Этот вид потерь тепла составляет значительный процент в тепловом балансе печей и зависит от коэффициента избытка воздуха, температуры уходящих газов и вида сжигаемого топлива (рис. 24).

Вместе с продуктами горения топлива из рабочего пространства печи уносятся продукты дегидратации и диссоциации материалов (CO₂ и H₂O) и пыль (унос) сухого материала, что обуславливает дополнительные потери тепла с уходящими газами.

При полном разложении содержащихся в материале CaCO₃ и MgCO₃ выделяется CO₂

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 P_c (0,4 \text{CaO} + 0,553 \text{MgO}) \text{ нм}^3/\text{сек}, \quad (231)$$

где CaO и MgO — содержание окислов в обожженном продукте, %.

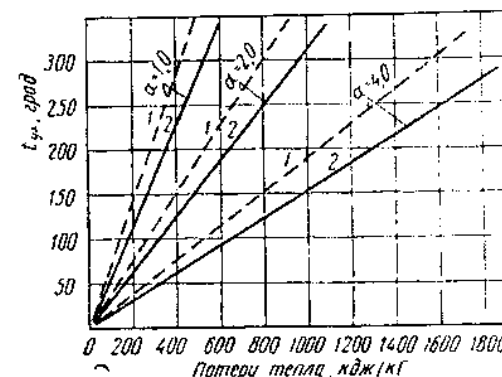


Рис. 24. Потери тепла с уходящими газами туннельной печи в зависимости от температуры дымовых газов и коэффициента избытка воздуха:

1 — для мазута; 2 — для генераторного газа

Количество гидратной влаги в материале находится по формуле

$$V_{H_2O} = 0,0124 P_c (\text{п. п. п.} - \text{CO}_2) \text{ нм}^3/\text{сек}, \quad (232)$$

где п. п. п. — потери при прокаливании, % от веса сухого материала;

CO₂ — количество CO₂, выделившееся при декарбонизации, %

$$\text{CO}_2 = 0,44 \text{CaCO}_3 + 0,522 \text{MgCO}_3 \%, \quad (233)$$

$$\text{или} \quad \text{CO}_2 = 0,786 \text{CaO} + 1,09 \text{MgO} \%, \quad (234)$$

где CaCO₃, MgCO₃ — содержание CaCO₃ и MgCO₃ в сухих материалах перед загрузкой в печь, %.

Количество гидратной влаги, выделяющейся при дегидратации глины, можно определить по формуле [10]

$$V_{H_2O} = 0,00435 \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot P_c \text{ нм}^3/\text{сек}, \quad (235)$$

где Al₂O₃ — содержание Al₂O₃ в сухом материале, %.

Количество гигроскопической и внешней влаги, выделяемой из материала при его нагреве (в зоне сушки), составляет:

$$V_{H_2O}^* = 0,0124 P_c w \text{ нм}^3/\text{сек}, \quad (236)$$

где w — влажность материала (абсолютная влажность шлама, остаточная влажность материала и т. п.), % от веса сухого материала.

Потери тепла с пылью, уносимой с продуктами горения в атмосферу, определяют по формуле

$$Q_{yn} = G_{yn} c_{yn} t_{газ} \text{ кВт}, \quad (237)$$

где G_{yn} — количество уносимой из печи сырьевой пыли, кг/сек [10]

$$G_{yn} = P_c \frac{a_{yn}}{100} \left(1 - \frac{\text{п. п. п.}}{100} \beta \right) \text{ кг/сек}; \quad (238)$$

a_{yn} — количество уносимой из печи сырьевой пыли, % от расхода сухого сырья;

β — степень полноты декарбонизации безвозвратного уноса; для вращающихся печей $\beta = 0,3-0,6$;

c_{yn} — теплоемкость уносимой пыли; для цементнообжигаемых печей $c_{yn} = 1,06 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$;

$t_{газ}$ — температура уходящих газов, град.

Если часть пыли уноса G_{yn}' возвращается в печь при температуре $t_{воз}$ в количестве G_{yn}' , то

$$Q_{yn} = G_{yn} c_{yn} t_{газ} - G_{yn}' c_{yn} t_{воз} \text{ кВт}. \quad (239)$$

Расход тепла на дегидратацию и декарбонизацию уноса можно рассчитать по формуле [10]

$$Q_{yn} = G_{yn}^c (23,78 \text{Al}_2\text{O}_3 + 29,64 \text{CaO} + 17,0 \text{MgO}) \text{ кВт}, \quad (240)$$

где Al₂O₃, CaO, MgO — содержание соответствующих окислов в составе шихты, %;

G_{yn}^c — количество сухих сырьевых материалов в безвозвратном уносе, кг/сек.

5. Потери тепла вследствие неполноты горения

$$Q_{неп} = Q_{хим} + Q_{мех} \text{ кВт}, \quad (241)$$

где $Q_{хим}$ — потери от химической неполноты сгорания, кВт;

$Q_{мех}$ — механические (провал, унос, утечка) потери топлива.

При нормальной работе горелок и форсунок при сжигании газа и мазута потери от химической неполноты горения близки к нулю, если не требуется поддерживать специально атмосферу в печи с присутствием CO.

При поддержании восстановительной среды в рабочем пространстве печи при обжиге изделий потери от химической неполноты горения определяются по формуле

$$Q_{хим} = (126,5 \text{CO} + 107,6 \text{H}_2 + 358,2 \text{CH}_4) V_{газ} B \text{ кВт}, \quad (242)$$

где CO, H₂, CH₄ — содержание данных газов в печной атмосфере, %;

$V_{газ}$ — объем сухих газов, нм³/кг топлива (нм³/нм³ газа);

B — расход топлива, кг/сек или нм³/сек.

Если приближенно принять, что на 1% CO приходится 0,5% H₂ при отсутствии метана, то по содержанию CO (%) в дымовых газах потери от химической неполноты горения подсчитываются по формуле

$$Q_x = 121 \text{CO} V_{газ} B \text{ кВт}. \quad (243)$$

Потери тепла от механической неполноты горения при сжигании твердого топлива в слое (провал, унос) составляют примерно 5—10% от теплоты сгорания топлива. При факельном сжигании топлива эти потери составляют не более 1,0%, тогда

$$Q_{мех} = 0,01 m Q_{н} B \text{ кВт}, \quad (244)$$

где m — принятый процент механической неполноты горения от теплоты сгорания топлива.

6. Потери тепла через кладку в окружающую среду через кладку стен и свода определяют по зонам, на которые разделено рабочее пространство печи.

Для стен и свода печей непрерывного действия, работающих с постоянными температурами в отдельно взятой зоне, тепловой поток через поверхность кладки F (м^2) в окружающую среду определяется по формуле

$$Q_{\text{кл}} = \frac{3,6F(t_{\text{газ}} - t_{\text{воз}})}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ кДж/ч} \quad (245)$$

или по формуле (80)

$$Q_{\text{кл}} = \frac{0,001(t_{\text{газ}} - t_{\text{воз}})F}{\frac{1}{\alpha_1} + \sum \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ кВт},$$

где $(t_{\text{газ}} - t_{\text{воз}})$ — разность температур газов рабочего пространства печи и окружающего воздуха, град;

α_1 — коэффициент теплоотдачи от печных газов (греющей среды) к стенкам внутри рабочего пространства; при невысокой температуре (сухих газов) $\alpha_1 = 7-14$, для смеси воздуха с водяным паром $\alpha_1 = 20-200$, для печных газов $\alpha_1 = 100-450$ и для насыщенного водяного пара без примеси воздуха $\alpha_1 = 9000-12000 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$ [6].

Для высокотемпературных пламенных печей расчетом определяется температура внутренней поверхности стенки t_1 по формуле (78) и тепловой поток по формуле (82) или (83):

$\sum \frac{s}{\lambda}$ — сумма тепловых сопротивлений отдельных слоев кладки;

s — толщина слоя, м;

λ — коэффициент теплопроводности, $\text{Вт/м} \cdot \text{град}$;

α_2 — коэффициент теплоотдачи от наружной поверхности стенок в окружающую среду (рис. 25).

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{кон}} + \alpha_{\text{в}},$$

$$\alpha_2 = K \sqrt[4]{\frac{5,7\epsilon \left[\left(\frac{T_{\text{ст}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{воз}}}{100} \right)^4 \right]}{t_{\text{ст}} - t_{\text{воз}}}} - \text{Вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (246)$$

где $K = 2,6$ — для вертикальных стенок;

$K = 3,3$ — для горизонтальных поверхностей при теплоотдаче вверх (своды печей) и $K = 1,6$ — для горизонтальных поверхностей при теплоотдаче вниз;

ϵ — степень черноты; для кирпичных стенок $\epsilon = 0,8-0,9$, для стального каркаса или листа $\epsilon = 0,8$, при покрытии поверхности светлой алюминиевой краской $\epsilon = 0,2$ [6];

$t_{\text{ст}}, t_{\text{воз}}$ — соответственно температуры наружной поверхности стены и окружающего воздуха.

Коэффициент α_2 можно определить по упрощенной формуле для температуры стены $t_{\text{ст}} = 100-400^\circ$ [6]

$$\alpha_2 = (9,5 + 0,07t_{\text{ст}})(1 + 0,2v) \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (247)$$

где v — скорость ветра для поверхностей на открытом воздухе, м/сек.

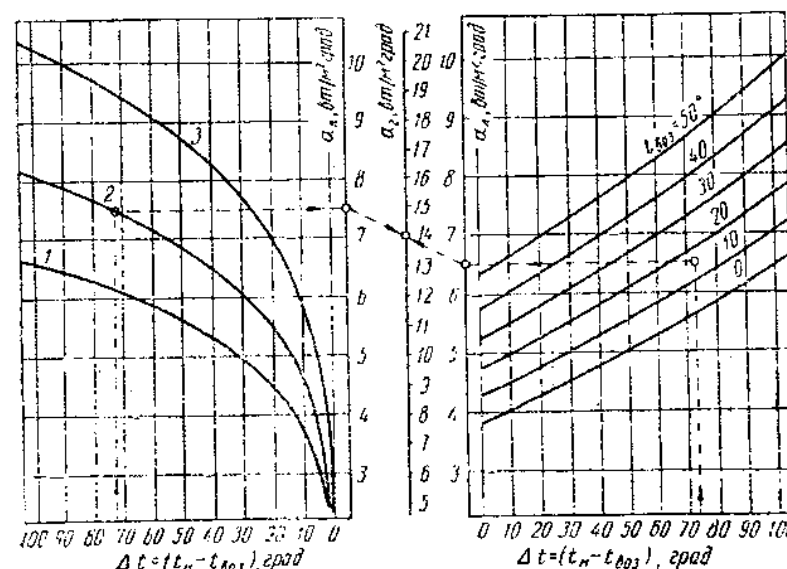


Рис. 25. Номограмма для определения коэффициента теплоотдачи $\alpha_2 = \alpha_k + \alpha_v$ при свободном движении воздуха:

1 — для горизонтальной поверхности, обращенной вниз; 2 — для вертикальной поверхности; 3 — для горизонтальной поверхности, обращенной вверх.

Для средних температур $1000-1500^\circ$ туннельной печи температура наружной поверхности стенок находится в пределах $60-100^\circ$, коэффициент $\alpha_2 = 12-15 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$, а $\frac{1}{\alpha_2} = 0,07$.

Температура внутренней поверхности стен печей t_1 может быть приближенно определена по температурному графику обжига материала (изделий) для различных зон (участков) печи.

При известной температуре t_1 потери тепла через кладку печей можно определить по формуле (20)

$$Q_{\text{к.д.}} = \frac{0,001 (t_1 - t_{\text{воз.}}) F}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + 0,07} \text{ кВт.} \quad (248)$$

Поверхность кладки F находится как средняя геометрическая от внутренней $F_{\text{вн}}$ и наружной $F_{\text{н}}$ поверхностей

$$F = \sqrt{F_{\text{вн}} F_{\text{н}}} \text{ м}^2. \quad (249)$$

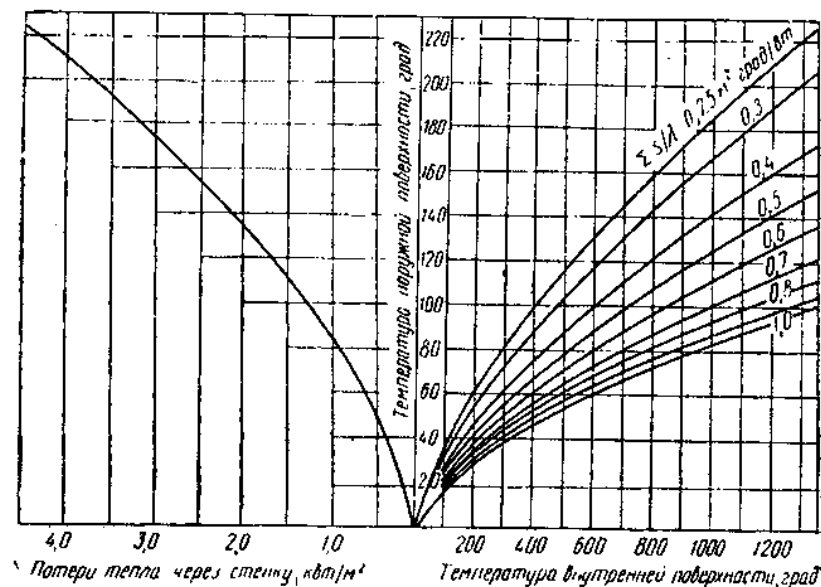


Рис. 26. График для определения потерь тепла через стенку непрерывно действующих печей при температуре окружающего воздуха 15°

Для печей больших размеров поверхность F считается по наружным размерам.

Потери тепла в окружающую среду не должны превышать [6]

$$q \leq 0,59 (t_{\text{пр}} + 100) \text{ Вт/м}^2, \quad (250)$$

где $t_{\text{пр}}$ — средняя температура рабочего пространства печи, град.

Максимально допустимый коэффициент теплопередачи через стенку

$$K \leq \frac{59}{t_{\text{пр}}} + 0,59 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град.} \quad (251)$$

Потери тепла теплопроводностью через стены печей можно определить с помощью графика, изображенного на рис. 26, который рассчитан для температуры окружающего воздуха $t_{\text{воз.}} = 15^\circ$, потери тепла от стены в окружающую среду — по формуле (246) для вертикальной стенки.

Пример

Температура внутренней поверхности стены $t = 1300^\circ$. Стена двуслойная, состоящая из шамота $s_1 = 460$ мм и диатомита $s_2 = 115$ мм.

Найти тепловые потери через 1 м² стены.

Определим приближенно среднюю температуру по весу слоя шамота

$$t_{\text{ср.1}} = 0,8 t_1 = 0,8 \cdot 1300 = 1040^\circ.$$

Для этой температуры находим по графику приложения 15 $\lambda = 1,37$ Вт/м·град.

Тепловое сопротивление первого слоя

$$\frac{s_1}{\lambda_1} = \frac{0,46}{1,37} = 0,335.$$

Находим приближенно среднюю температуру слоя диатомита

$$t_{\text{ср.2}} = 0,5 t_{\text{ср.1}} = 0,5 \cdot 1040 = 520^\circ.$$

Коэффициент теплопроводности диатомита (приложение 15) $\lambda = 0,24$ Вт/м·град.

Тепловое сопротивление второго слоя

$$\frac{s_2}{\lambda_2} = \frac{0,115}{0,24} = 0,478.$$

$$\text{Сумма } \sum \frac{s}{\lambda} = 0,335 + 0,478 = 0,813 \text{ м}^2 \cdot \text{град/Вт.}$$

По графику рис. 26 находим потери тепла через стенку $q = 1,45$ кВт/м², или 1450 Вт/м².

Температура наружной поверхности стены $t_{\text{ср.}} = 109^\circ$. Проверим температуру между слоями по формуле

$$t_2 = t_1 - q \frac{s_1}{\lambda_1} = 1300 - 1450 \cdot 0,335 = 815^\circ.$$

Средняя температура слоя шамота составляет:

$$t_{\text{ср.1}} = \frac{1300 + 815}{2} = 1057^\circ.$$

для этой температуры $\lambda_1 = 1,38$ Вт/м·град.

Средняя температура слоя изоляции равна

$$t_{\text{ср.2}} = \frac{815 + 109}{2} = 462^\circ.$$

для этой температуры $\lambda_2 = 0,23$ Вт/м·град.

Поправка на тепловые сопротивления составит:

$$\sum \frac{s}{\lambda} = \frac{0,46}{1,38} + \frac{0,115}{0,23} = 0,833 \text{ м}^2 \cdot \text{град} \cdot \text{вт}.$$

Вторично по графику рис. 26 находим более точные значения $q = 1,4 \text{ кВт/м}^2$; $t_{\text{ст}} = 108^\circ$.

Для вращающихся печей потери тепла корпусом в окружающую среду можно определить по графику рис. 27, рассчитанному для печей, расположенных в закрытом помещении в зависимости от температуры корпуса печи [10].

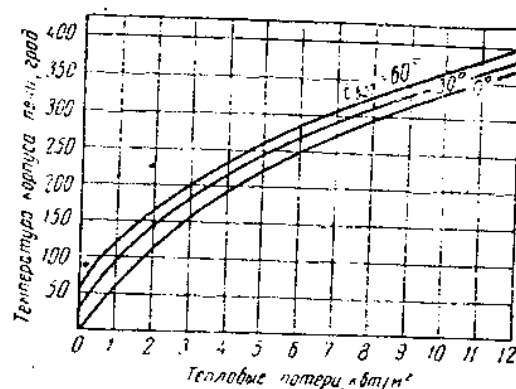


Рис. 27. Тепловые потери корпусом вращающейся печи в окружающую среду (для закрытых помещений) при температурах окружающего воздуха 0, 30 и 60°

В приближенных расчетах можно принимать потери тепла корпусом вращающихся печей в окружающую среду в размерах 15—30% от теплоты сгорания топлива [10]; при мокром способе производства

$$Q_{\text{кор}} = (0,15 \div 0,20) Q_{\text{н}} B \text{ кВт} \quad (252)$$

(печи с концентраторами шлака 12—14%); при сухом способе

$$Q_{\text{кор}} = (0,15 \div 0,30) Q_{\text{н}} B \text{ кВт}, \quad (253)$$

где B — расход топлива, кг/сек или $\text{м}^3/\text{сек}$.

7. Потери тепла излучением через открытые отверстия. Потери тепла излучением через открытые отверстия или рабочие окна определяют по формуле

$$Q_{\text{луч}} = 0,0057 \left[\left(\frac{T_{\text{пр}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{окр}}}{100} \right)^4 \right] F \varepsilon \text{ кВт}, \quad (254)$$

где $T_{\text{пр}}$, $T_{\text{окр}}$ — температуры печного пространства, откуда происходит излучение, и окружающей среды, °K;

F — площадь сечения отверстия, м^2 ;

ϕ — коэффициент диафрагмирования, который определяется по графику рис. 28;

z — продолжительность открытия окна, ч.

Значения $\left(\frac{T}{100} \right)^4 = \left(\frac{273 + t}{100} \right)^4$ приведены в приложении 32.

8. Потери тепла от утечки газов через открытые отверстия определяют по формуле

$$Q_{\text{выб}} = V_{\text{выб}} i_{\text{газ}} \text{ кВт}, \quad (255)$$

где $i_{\text{газ}}$ — энтальпия выбивающихся газов при данной температуре, кДж/м³;

$V_{\text{выб}}$ — количество газов, выходящих из отверстия, $\text{м}^3/\text{сек}$.

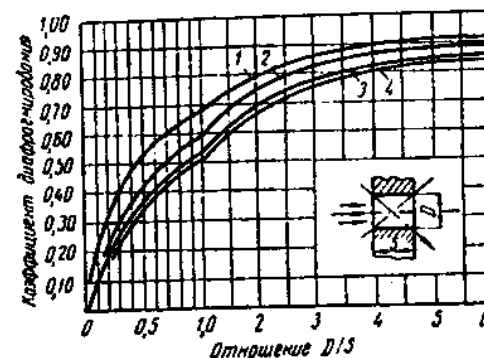


Рис. 28. График для определения коэффициента диафрагмирования:

1 — прямоугольное вытянутое отверстие; 2 — прямоугольное отверстие (2:1); 3 — квадратное отверстие; 4 — круглое отверстие

Количество выбивающихся газов через щель, расположенную горизонтально, определяют по формуле

$$V_{\text{выб}} = 2,74 F \sqrt{\frac{H(\rho_{\text{воз}} - \rho_{\text{газ}})}{\rho_{\text{газ}}}} \text{ м}^3/\text{сек}, \quad (256)$$

где

F — площадь сечения отверстия, м^2 ;

H — высота от уровня нулевого давления в печи до середины отверстия, м;

$\rho_{\text{воз}}$, $\rho_{\text{газ}}$ — плотности соответственно окружающего воздуха и выбивающихся газов, кг/м^3 ;

2,74 — коэффициент, равный произведению коэффициента расхода струи (0,62) на $\sqrt{2g}$.

Количество выбивающихся газов зависит от скорости истечения из отверстия, равной

$$v = 0,62 \sqrt{\frac{2p}{\rho_{\text{газ}}}} \text{ м/сек,}$$

где $p = gH(\rho_{\text{воз}} - \rho_{\text{газ}})$. Поэтому

$$v = 0,62 \sqrt{2g} \sqrt{\frac{H(\rho_{\text{воз}} - \rho_{\text{газ}})}{\rho_{\text{газ}}}} \text{ м/сек.}$$

Для отверстий, вытянутых в высоту (вертикальная щель), количество выбивающихся газов при той же средней высоте H (м) в 1,5 раза меньше, следовательно,

$$V_{\text{выб}} = 1,83F \sqrt{\frac{H(\rho_{\text{воз}} - \rho_{\text{газ}})}{\rho_{\text{газ}}}} \text{ м}^3/\text{сек.} \quad (257)$$

9. Расход тепла на нагрев транспортирующих устройств. При продвижении вагонетки вдоль печи ее футеровка постепенно нагревается сверху. Однако полного прогрева футеровки в туннельных печах до стационарного состояния в большинстве случаев не наступает. Средние температуры по массе футеровки составляют примерно $(0,6 \div 0,85) t_{\text{ц.п}}$, где $t_{\text{ц.п}}$ — средняя температура по массе футеровки при ее прогреве до стационарного состояния.

При многослойной футеровке тепло, аккумулированное футеровкой вагонеток, определяется для каждого отдельного слоя по формуле

$$Q_{\text{тр}} = G_{\text{ф}}' (c_{\text{к}}' t_{\text{к}}' - c_{\text{н}}' t_{\text{н}}') + G_{\text{ф}}' (c_{\text{к}}'' t_{\text{к}}'' - c_{\text{н}}'' t_{\text{н}}'') \dots \text{квт,} \quad (258)$$

где $G_{\text{ф}}'$, $G_{\text{ф}}''$ — масса слоев футеровки вагонетки, кг/сек. При многослойной футеровке масса вагонетки подсчитывается для каждого слоя в отдельности (кг), затем умножается на величину $\frac{v}{3600}$, где v — скорость движения вагонеток, которая определяется по формуле (139);

$c_{\text{н}}' t_{\text{н}}'$, $c_{\text{н}}'' t_{\text{н}}''$ — начальное теплосодержание соответствующих слоев футеровки при входе в печь, кдж/кг; обычно в расчете среднюю начальную температуру слоев футеровки принимают равной $40-50^\circ$;

$c_{\text{к}}' t_{\text{к}}'$, $c_{\text{к}}'' t_{\text{к}}''$ — теплосодержание соответствующих слоев футеровки вагонеток, в конце рассматриваемого периода нагрева при средней температуре соответственно $t_{\text{к}}'$ и $t_{\text{к}}''$, кдж/кг.

Для определения средних температур $t_{\text{к}}$ каждого слоя футеровки в конце нагрева (или за весь период обжига и охлаждения) необходимо рассчитать распределение температур по толщине кладки, подобно расчету прогрева печной стенки при нестационарном тепловом потоке.

Для полностью прогретой футеровки до стационарного состояния средняя температура каждого слоя определяется по температурам на границе каждого слоя

$$t_{\text{к}}' = \frac{t_1 + t_2}{2}; \quad t_{\text{к}}'' = \frac{t_2 + t_3}{2} \text{ и т. д.}$$

При неустановившемся тепловом потоке, когда футеровка аккумулирует тепло, распределение температур по толщине кладки определяют методом конечных разностей, рассмотренным в предыдущей главе. Приблизительно аккумуляцию тепла футеровкой вагонеток можно рассчитать по формуле

$$Q_{\text{тр}} = (0,65 \div 0,85) \sum G_{\text{ф}} c_{\text{к}} t_{\text{к.с}} \text{ квт,} \quad (259)$$

где $t_{\text{к.с}}$ — средняя температура слоя футеровки, рассчитанная для прогрева до стационарного состояния, град.

При расчетах количества тепла, уносимого вагонетками из печи, и количества тепла, отданного вагонетками в зоне охлаждения, необходимо учитывать, что значительная часть аккумулярованного тепла остается в вагонетке при выходе из печи. Для определения средней температуры по массе отдельных слоев при охлаждении вагонетки следует выполнить расчет методом конечных разностей для всех зон туннельных печей, включая зону охлаждения.

Для периодических печей, стенки которых прогреваются в период подъема температур в печи и охлаждаются вместе с обожженным материалом, расход тепла на аккумуляцию рассчитывается таким же методом.

За период τ (ч) средний расход тепла на аккумуляцию кладкой периодически действующих печей определяется по формуле

$$Q_{\text{зак}} = \sum G_{\text{кл}} (c_{\text{к}} t_{\text{к}} - c_{\text{н}} t_{\text{н}}) \frac{1}{3600\tau} \text{ квт,} \quad (260)$$

где $G_{\text{кл}}$ — масса кладки (отдельного слоя), равная произведению объема кладки на плотность

$$G_{\text{кл}} = V_{\text{кл}} \rho_{\text{кл}} \text{ кг;}$$

$c_{\text{н}} t_{\text{н}}$ — конечное теплосодержание нагретой кладки до температуры $t_{\text{н}}$, кдж/кг;

$c_{\text{н}} t_{\text{н}}$ — начальное теплосодержание кладки при температуре $t_{\text{н}}$, кдж/кг.

Переход нестационарного процесса нагрева стены в стационарный процесс происходит при

$$\frac{s}{2\sqrt{a\tau}} \leq 0,6, \quad (261)$$

где s — толщина стенки, м;

a — коэффициент температуропроводности, $\text{м}^2/\text{с}$;

τ — продолжительность нагрева стены, ч.

При отношении $\frac{s}{2\sqrt{a\tau}} > 0,6$ стена аккумулирует тепло [6].

Количество тепла, аккумулированного 1 м^2 кладки за период τ (ч), можно определить по формуле [6]

$$q_{\text{вкк}} = 7,2\lambda(t_n - t_u) \sqrt{\frac{\tau}{a\pi}} \text{ кДж/м}^2. \quad (262)$$

10. Тепло, отводимое на сторону. Для печей (туннельных), имеющих зоны охлаждения, количество охлаждающего воздуха, подаваемого в печь, определяется из расчета охлаждения обожженных изделий до температуры 60—100°. Обычно в высокотемпературных печах это количество воздуха не может быть полностью использовано в зоне обжига для сжигания топлива, поэтому его отбирают для сушил. Значительная часть горячего воздуха теряется при выбивании через неплотности песочного затвора и в стыках вагонеток.

Количество тепла, отводимое из зоны охлаждения на сторону (для сушил) с горячим воздухом, определяют из теплового баланса зоны охлаждения

$$Q_{\text{суш}} = Q_{\text{приг}} - Q_{\text{расх}} = V_{\text{возд}} i_{\text{воз}} \text{ кВт}, \quad (263)$$

где $V_{\text{возд}}$ — объем воздуха, $\text{м}^3/\text{сек}$;

$i_{\text{возд}}$ — энтальпия при температуре отводимого из печи горячего воздуха, кДж/м^3 (приложение 9).

11. Потери тепла с конвекционными потоками стекломассы

$$Q_{\text{конв}} = G_{\text{ст}}(c_1 t_1 - c_2 t_2) \text{ н кВт}, \quad (264)$$

где $G_{\text{ст}}$ — количество сваренной стекломассы, кг/сек ;

t_1, t_2 — температуры потоков стекломассы, попадающих и возвращающихся в варочную часть печи, град;

c_1, c_2 — средние теплоемкости стекломассы между 0° и t_1 и между 0° и t_2 , $\text{кДж/кг} \cdot \text{град}$;

η — коэффициент потока стекломассы.

12. Неучтенные потери тепла. В отдельных случаях очень трудно с достаточной точностью рассчитать расход тепла на недожог топлива, потери тепла от утечки газов из рабочего про-

странства печи и т. п. Поэтому в расходные статьи теплового баланса вводятся неучтенные потери тепла, которые принимают равными 3—5% от теплоты сгорания топлива,

$$Q_{\text{неучт}} = (0,03 \div 0,05) Q_{\text{н}} \text{ в кВт}.$$

При точном расчете теплового баланса неучтенные потери тепла исключаются. Вообще вводить в баланс неучтенные потери тепла нежелательно.

Суммируя полученные величины расхода тепла и приравняв их к суммарной величине прихода тепла, находят по уравнению баланса расход топлива B (кг/сек или $\text{нм}^3/\text{сек}$). Далее определяется удельный расход тепла или условного топлива для сопоставления полученного результата с практическими данными работающих печей того же типа.

На основании результатов расчета составляется таблица теплового баланса по зонам и общего баланса тепла на всю печь.

При составлении таблицы теплового баланса печи может оказаться, что сумма расходных статей будет отличаться от суммы прихода тепла. Это объясняется неточностью расчета отдельных статей за счет округления полученных значений. Поэтому несоответствие прихода и расхода тепла учитывается невязкой баланса в расходных статьях, которая может быть со знаком плюс или минус. Допустимая величина невязки не более 0,1%.

Коэффициент полезного действия печи. Тепловой баланс печи позволяет оценить качество ее работы, экономичность по расходу топлива и степень использования вводимого тепла.

Коэффициент полезного действия печи представляет собой отношение полезно затраченного тепла на технологические процессы к вводимому количеству тепла от горения топлива, т. е. к. п. д. печи показывает, какая часть от вводимой тепловой энергии топлива расходуется полезно на тепловую обработку материала

$$\eta_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{пол}}}{Q_{\text{гор}}} = \frac{Q_{\text{н}} + Q_{\text{исп}} + Q_{\text{х}} + Q_{\text{дмс}} + Q_{\text{гкдл}}}{Q_{\text{гор}}}. \quad (265)$$

К. п. д. печи представляет собой условную величину и сравнивать величины $\eta_{\text{п}}$ двух печей можно лишь при условии расчета их по одной методике.

Для оценки тепловой работы печи пользуются также коэффициентом использования топлива (к. и. т.). К. и. т. $\eta_{\text{ит}}$ называют отношение количества тепла, переданного рабочему пространству печи и обрабатываемому материалу, к введенному количеству тепла от горения топлива. К. и. т. показывает, какая доля тепла, подведенного с топливом, передается печи и харак-

теризует эффективность работы топливосжигающих устройств, эффективность использования тепла отходящих газов в рабочем пространстве печи и за его пределами, если воздух, идущий для горения топлива, подогревается за счет тепла отходящих газов и нагретого материала в зоне охлаждения печи

$$\eta_{н.т} = \frac{Q_{прих} - Q_{ух}}{Q_{гор}} = \frac{Q_{пол} - Q_{пот}}{Q_{гор}}, \quad (266)$$

где $Q_{пот}$ — потери тепла рабочим пространством печи, которые переданы рабочему пространству, но не используются в нем на тепловую обработку материала, кот.

Используя расчетные данные теплового баланса, имеем:

$$\eta_{н.т} = \frac{(Q_{гор} + Q_{топ} + Q_{воз}) - (Q_{ам} + Q_{исп} + Q_{суш})}{Q_{гор}} \quad (267)$$

К. и. т. больше, чем к. п. д. печи, на величину относительных потерь тепла рабочим пространством

$$\eta_{н.т} = \eta_{п} + \frac{Q_{пот}}{Q_{гор}} \quad (268)$$

Чем меньше разность $\eta_{н.т} - \eta_{п} = \frac{Q_{пот}}{Q_{гор}}$, тем экономичнее по расходу топлива работает печь.

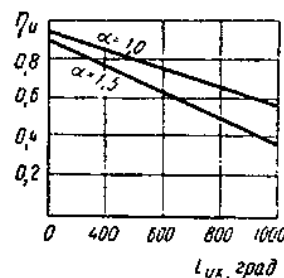


Рис. 29. Зависимость коэффициента использования топлива от температуры уходящих газов

Величина к. и. т. зависит от теплотворности топлива, от степени подогрева газа и воздуха за счет тепла отходящих газов или нагретого материала (возвращенной части тепла топлива), от температуры отходящих газов, от коэффициента избытка воздуха и от качества сжигания топлива, влияющего на $Q_{исп}$. При одном и том же виде сжигаемого топлива к. п. д. будет тем выше, чем выше температура подогрева воздуха, идущего для горения, ниже температура уходящих газов и меньше коэффициент избытка воздуха (рис. 29).

§ 3. Приближенное определение расхода топлива

Для приближенного определения расхода топлива обычно пользуются практическими данными удельного расхода тепла или удельного расхода условного топлива. Эти данные зависят

от типа печи, ее конструктивных особенностей и режима работы. В табл. 14 приводятся данные по расходу условного топлива и удельному расходу тепла на обжиг различных изделий в камерных печах [1]. Большой расход тепла на обжиг изделий в печах периодического действия объясняется большими потерями тепла с отходящими газами (35—50%) и расходом тепла на аккумуляцию кладкой печи (5—25%). В сумме потери тепла с отходящими газами и на аккумуляцию кладкой периодических печей составляют 40—75% от общего расхода тепла.

Удельный расход условного топлива в кольцевых печах при обжиге красного строительного кирпича составляет 110—150 кг на 1000 шт. кирпича. При обжиге шамотных изделий в кольцевых печах удельный расход условного топлива равен 10—12%.

Таблица 14

Расход топлива на обжиг различных изделий в камерных печах

Обжигаемые изделия	Удельный расход условного топлива, %	Удельный расход тепла, кДж/кг
Шамотный кирпич	20—28	5 860—8 370
Фасонные шамотные изделия	30—40	8 800—11 700
Динасовые изделия	35—40	10 000—11 700
Высокоогнеупорные материалы и изоляционный кирпич	35—70	10 000—21 800
Магнезитовые изделия	50—60	14 600—17 600
Санитарный фаянс	35—40	10 000—11 700
Вторичный обжиг фаянсовых изделий	15—25	4 400—7 300

На обжиг изделий в газокammerных печах расходуется примерно такое же количество топлива, как и в кольцевых печах, т. е. при обжиге:

шамотных изделий . . . 10—12% (2930—3520 кДж/кг)
динасовых изделий . . . 15—20% (4400—5860 кДж/кг)
канализационных труб . . . 20% (5860 кДж/кг)

Для туннельных печей удельный расход топлива на обжиг выражается следующими величинами [1], [2]:

шамотные изделия . . . 8—14% (2340—4100 кДж/кг)
красный кирпич . . . 4—6% (1170—1760 ")
фарфоровая посуда . . . 16—60% (4680—17600 ")
фаянс 20—37% (5860—10800 ")
черепица 5—7% (1420—2030 ")
динас 18—20% (5270—5860 ")
магнезитовые изделия . . . 20—22% (5860—6450 ")
абразивы 16—22% (4680—6450 ")
метлахские плитки . . . 18—25% (5270—7300 ")
фарфор электротехнический 25—50% (7300—14600 ")

Некоторые данные по расходу топлива для различных конструкций печей приводятся в приложениях 20—30. Приближенно расход топлива можно определить по приведенным ниже формулам [2]. Для стекловаренных печей расход тепла на 1 м² варочной части бассейна ванной печи или пода горшковой печи можно определить по формуле

$$Q = B (Q_n^0 + f Q_{\phi}) = \frac{p q_{\text{ст}} + q_{\text{окр}} k_2}{1 - k_1 k_2} \text{ кВт/м}^2, \quad (269)$$

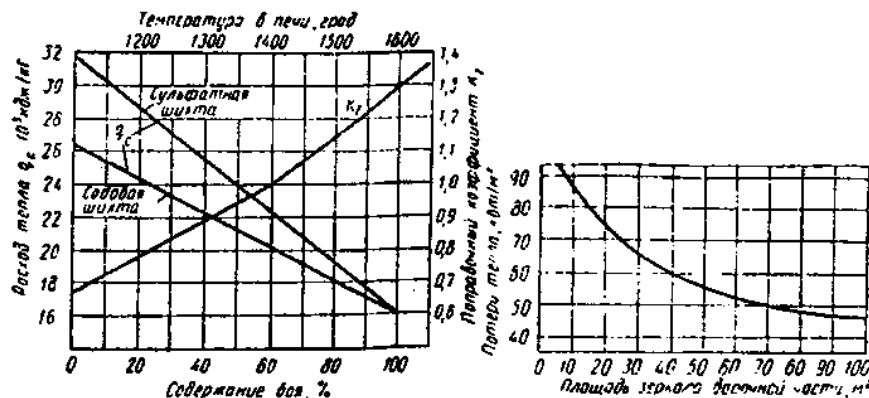


Рис. 30. Расход тепла на процессы стеклообразования в зависимости от состава шихты и количества боя (в % от веса стекломассы)

Рис. 31. Потери тепла ванной стекловаренной печью в окружающую среду

где Q_n^0 — теплота сгорания топлива, вводимого в печь или на клапан, кДж/м³ или кДж/кг;

Q_{ϕ} — физическое тепло горячего генераторного газа, кДж/м³ (для холодного газа $Q_{\phi} = 0$);

f — коэффициент: для газа, подводимого к клапану регенеративной печи, $f = 0,3$; для топлива, вводимого непосредственно в печь, $f = 1$;

B — расход топлива, считая на 1 м² зеркала варочной части бассейна или пода горшковой печи, м³/м² · сек или кг/м² · сек;

p — съем стекломассы на 1 м² варочной части бассейна или пода горшковой печи, кг/м² · сек;

$q_{\text{ст}}$ — расход тепла на процесс стеклообразования, кДж/кг;

$q_{\text{окр}}$ — потери тепла печью в окружающую среду, отнесенные к 1 м² варочной части бассейна или пода горшковой печи, кВт/м²;

k_1 — доля тепла, теряемая с отходящими газами; для ванн печей $k_1 = 0,2—0,3$; для горшковых $k_1 = 0,25—0,35$;

k_2 — коэффициент увеличения потерь тепла при температуре кладки выше 1400°.

Расход тепла на процесс стеклообразования при температуре стекломассы 1200° в зависимости от состава шихты и количества вводимого боя, а также значения коэффициента k_2 приведены на рис. 30 [1], [2]. Зависимость $q_{\text{окр}}$ от размеров ванной печи приведена на рис. 31 [1], [2].

Расход тепла на горшковую печь (для сортового стекла) в зависимости от объема рабочей камеры приблизительно можно определить по графику В. А. Кузяка (рис. 32) [1], [2]. График показывает максимальный расход тепла. Средний расход тепла за цикл 24 ч будет в 1,3—1,5 раза меньше максимального. Для печей с циклом работы 48 ч кривая соответствует среднему расходу тепла (при температуре варки около 1460°).

Удельный расход тепла можно определить по формуле Д. Б. Гинзбурга [1]

$$q = \frac{Q}{p} = \frac{q + \frac{q_{\text{окр}} k_2}{p}}{1 - k_1 k_2} \text{ кДж/кг}. \quad (270)$$

Удельный расход тепла, отнесенный к 1 м² варочной части ванной печи, примерно равен 80—120 кВт/м² варочной части; с учетом потерь тепла в газогенераторе при газификации топлива — 100—145 кВт/м². Для горшковых печей удельный расход тепла несколько выше и составляет примерно 100—160 кВт/м², считая на 1 м² пода печи; с учетом потерь тепла в газогенераторе — 120—180 кВт/м².

Часовой расход топлива выражается формулой

$$B = \frac{P q}{Q_n} = \frac{Q F}{Q_n} \text{ м}^3/\text{ч} (\text{кг}/\text{ч}), \quad (271)$$

где P — производительность печи, кг/ч;

F — площадь варочной части бассейна, м²;

Q_n — теплотворность топлива, кДж/м³ (кДж/кг).

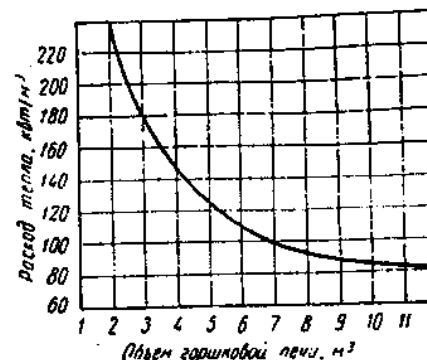


Рис. 32. Расход тепла на горшковую стекловаренную печь в зависимости от размеров рабочей камеры

Для вращающихся печей при обжиге цементного клинкера расход топлива приближенно можно определить с помощью формулы (152), зная Q_H ,

$$B = \frac{1280 D^3}{Q_H} \text{ нм}^3/\text{сек (кг/сек)} \quad (272)$$

или

$$B = \frac{Pq}{Q_H} \text{ нм}^3/\text{ч (кг/ч)}, \quad (273)$$

где P — производительность печи, кг/ч;

q — удельный расход тепла, кДж/кг, клинкера, который приближенно можно определить по формуле Д. Я. Мазурова [10]

$$q = 4187 \left(\frac{2 + G_c \Delta w}{D^{0.2}} \right) \text{ кДж/кг кл.}, \quad (274)$$

где G_c — расход сухого сырья с учетом безвозвратного уноса, кг/кг кл.;

Δw — поправка на влажность шлама [см. формулу (158)];

D — диаметр печи по кожуху, м.

§ 4. Пример расчета теплового баланса печи

Топливо — саратовский природный газ. Влажность шлама 38%.
Размеры печи 4,5×170. Производительность печи 50 т/ч.

Состав сырьевой шихты, %			
CaO	MgO	Al ₂ O ₃	П.п.п.
42,9	1,4	3,6	38,1

Определить расход топлива и тепловой баланс вращающейся печи для обжига цементного клинкера. Расчет горения топлива рассмотрен в гл. II.

Приход тепла

1. Химическое тепло от горения топлива:

$$Q_{гор} = Q_H B = 35485B \text{ кВт.}$$

где B — расход топлива, нм³/сек;

Q_H — тепло сгорания топлива; $Q_H = 35485 \text{ кДж/нм}^3$.

2. Физическое тепло воздуха определяем по формуле (202). Считаем, что весь воздух, необходимый для горения, поступает в печь из холодильника с

температурой 400°. По расчету горения топлива $L_a = 11,48 \text{ нм}^3/\text{нм}^3$; энтальпия $i'_{воз} = 535,9 \text{ кДж/нм}^3$ (приложение 9), тогда

$$Q_{воз} = L_a i'_{воз} B = 11,48 \cdot 535,9 B = 6150B \text{ кВт}$$

(физическое тепло холодного природного газа не учитываем).

Расход тепла

1. Расход тепла на нагрев материалов определяем по формуле (204)

$$Q_H = P c_k t_k - P c_n t_n = 13,9 \cdot 1,05 \cdot 1250 - 1,62 \cdot 13,9 \cdot 0,875 \cdot 15 = 17904 \text{ кВт.}$$

где $t_n = 1250^\circ$ — температура клинкера при выходе из печи;

$c_n = 1,05 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$ (приложение 17);

$t_n = 15^\circ$;

$c_n = 0,875$ — теплоемкость сухого сырья, кДж/кг · град;

1,62 кг/кг кл. — расход сухого сырья при п. п. п. = 38,1%.

$$P_c = \frac{100}{100 - 38,1} P = 1,62P \text{ кг/сек.}$$

Секундная производительность печи

$$P = \frac{50000}{3600} = 13,9 \text{ кг/сек.}$$

2. Расход тепла на испарение влаги. При относительной влажности шлама $w = 38\%$, количество испаряемой влаги находим по формуле (205)

$$w_{вл} = 1,62 \cdot 13,9 \cdot \frac{38}{100 - 38} = 13,8 \text{ кг/сек.}$$

При температуре уходящих газов $t_{yx} = 200^\circ$ по формуле (206) находим расход тепла на испарение и перегрев влаги до температуры уходящих газов

$$Q_{исп} = \left(2500 + \frac{304,4}{0,804} - 4 \cdot 2 \cdot 15 \right) \cdot 13,8 = 38900 \text{ кВт.}$$

где 304,4 — теплосодержание водяных паров при $t_{yx} = 200^\circ$ (приложение 8).

3. Расход тепла на клинкерообразование. Пример расчета теплового эффекта клинкерообразования был приведен выше. В данном случае воспользуемся для расчета приближенной формулой (219). Состав сырьевой шихты задан.

$$q_k = G_c^T (4,25 \text{ Al}_2\text{O}_3 + 29,64 \text{ CaO} + 17,0 \text{ MgO}) = 285 \text{ кДж/кг кл.},$$

где $G_c^T = \frac{P_c}{P} = 1,62 \text{ кг/кг кл.};$

$$q_k = 1,62 (4,25 \cdot 3,6 + 29,64 \cdot 42,9 + 17,0 \cdot 1,4) = 285 \text{ кДж/кг кл.}$$

По формуле (207) находим:

$$Q_{хим} = 1840 \cdot 13,9 = 25600 \text{ кВт.}$$

4. Потери тепла с уходящими продуктами разложения. Количество уходящих продуктов разложения CO_2 определим по формуле (231)

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 \cdot 1,62 \cdot 13,9 (0,4 \cdot 42,9 + 0,553 \cdot 1,4) = 4,03 \text{ нм}^3/\text{сек.}$$

Количество гидратной влаги в материале находим по формуле (232)

$$V_{H_2O} = 0,0124 \cdot 1,62 \cdot 13,9 (38,1 - CO_2) \text{ км}^3/\text{сек},$$

где CO_2 определяем по формуле (234)

$$CO_2 = 0,786 \cdot 42,9 + 1,09 \cdot 1,4 = 35,2\%,$$

тогда $V_{H_2O} = 0,28 (38,1 - 35,2) = 0,81 \text{ км}^3/\text{сек}.$

Находим потери тепла с уходящими продуктами разложения при $t_{yx} = 200^\circ$ (энтальпия находится по приложению 8)

$$Q_{\text{лкс}} = V_{CO_2} i_{CO_2} + V_{H_2O} i_{H_2O} = 4,03 \cdot 357,6 + 0,81 \cdot 304,4 = 1686 \text{ квт}.$$

5. Потери тепла с уносом. Принимаем общий унос сухого материала 10%, из него 8% возвращается в печь при температуре 50° . Степень полноты декарбонизации уноса принимаем $\beta = 50\%$. По формуле (238) находим общий унос

$$G_{\text{ун}} = 1,62 \cdot 13,9 \frac{10}{100} \left(1 - 0,5 \frac{38,1}{100} \right) = 1,82 \text{ кг/сек}.$$

Возвращается обратно в печь

$$G'_{\text{ун}} = 0,8 \cdot 1,82 = 1,46 \text{ кг/сек}.$$

По формуле (237)

$$Q_{\text{ун}} = 1,82 \cdot 1,06 (200 - 15) = 1,46 \cdot 1,06 \cdot 50 = 280 \text{ квт}.$$

Расход тепла на декарбонизацию и дегидратацию уноса, выбрасываемого в атмосферу, по формуле (240) составляет:

$$Q_{\text{ун}}^{\text{ат}} = 0,2 \cdot 1,82 (23,78 \cdot 3,60 + 29,64 \cdot 42,9 + 17,0 \cdot 1,4) = 506 \text{ квт}.$$

Продукты дегазации уноса, уходящие с дымовыми газами,

$$Q_{\text{ун}}^{\text{дг}} = 0,1 \cdot 0,5 Q_{\text{лкс}} = 0,1 \cdot 0,5 \cdot 1686 = 84 \text{ квт}.$$

Общие потери тепла с уносом составляют:

$$Q_{\text{ун}}^{\text{об}} = 280 + 506 + 84 = 870 \text{ квт}.$$

6. Потери тепла с уходящими продуктами горения. Объем продуктов горения $V_{\text{дгм}} = BV_{\text{дг}} \text{ км}^3/\text{м}^3 \cdot V_{\text{дг}} = 12,5 \text{ км}^3/\text{м}^3$ (см. расчет горения природного газа). Теплосодержание уходящих дымовых газов при $t_{yx} = 200^\circ$ находим по приложению 9. $i_{\text{дгм}} = 275,5 \text{ кдж/км}^3$. Тогда по формуле (230) определим потери тепла с уходящими продуктами горения

$$Q_{\text{дгм}} = 12,5 \cdot 275,5 B = 3440 B \text{ квт}.$$

7. Потери тепла через кладку в окружающую среду. Потери тепла в окружающую среду корпусом вращающихся печей зависят от толщины футеровки, вида огнеупоров, применяемых для футеровки, величины слоя тепловой изоляции и температуры в печи. В зоне высоких температур для футеровки применяют высокоглиноземистый кирпич, тальк или хромомagneзит; в зонах более низких температур — шамот и в холодном конце печи — клинкероцементный бетон. Поэтому для подсчета общих тепловых потерь печь по длине разбивают на отдельные участки.

Рассмотрим расчет потерь тепла в окружающую среду для зоны высоких температур. Размеры печи заданы. Средняя температура на рассматриваемом участке внутренней поверхности футеровки может быть определена по температурной кривой обжига.

Допустим, что для рассматриваемого участка печи $t_1 = 1330^\circ$. Футеровка хромомagneзитовая толщиной $s = 230 \text{ мм}$, слой изоляции из шамота толщиной 65 мм . Температура окружающего воздуха $t_{\text{воз}} = 15^\circ$.

В данном случае для печи отношение наружного диаметра к внутреннему меньше двух, т. е.

$$\frac{D_{\text{н}}}{D_{\text{в}}} = \frac{4,5}{4,165} = 1,05,$$

поэтому расчет можно вести как для плоской стенки.

Определим тепловые сопротивления слоев, задаваясь средними температурами $t_{\text{ср}1} = 0,8 \cdot 1300 = 1060^\circ$ и $t_{\text{ср}2} = 530^\circ$.

Коэффициент теплопроводности определим по графику приложения 15: $\lambda_1 = 1,63 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$ (хромомagneзит); $\lambda_2 = 0,54 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$ (шамот $\rho = 1,2$); $\lambda_3 = 47 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$ (сталь)

$$\frac{s_1}{\lambda_1} = \frac{0,23}{1,63} = 0,141 \text{ м}^2 \cdot \text{град/вт}; \quad \frac{s_2}{\lambda_2} = \frac{0,065}{0,54} = 0,12 \text{ м}^2 \cdot \text{град/вт};$$

$$\frac{s_3}{\lambda_3} = \frac{0,04}{47} = 0,00085 \text{ м}^2 \cdot \text{град/вт}; \quad \sum \frac{s}{\lambda} = 0,262 \text{ м}^2 \cdot \text{град/вт}.$$

По графику рис. 36 для $t_1 = 1330^\circ$ и $\sum \frac{s}{\lambda} = 0,262$ находим температуру на-

ружной поверхности корпуса $t_n = 220^\circ$, потери тепла $q_{\text{окр}} = 4,35 \text{ квт/м}^2$.

Тепловые потери корпусом печи в окружающую среду можно также определить по графику рис. 37, если известна температура корпуса. Так, для $t_n = 220^\circ$ тепловые потери составят (при $t_{\text{воз}} = 15^\circ$) $q_{\text{окр}} = 4,4 \text{ квт/м}^2$.

Для расчета общих потерь тепла корпусом печи необходимо определить среднюю температуру корпуса, считая на всю печь, или рассчитать тепловые потери по зонам и затем полученные результаты суммировать.

Принимая среднюю температуру корпуса печи $t_n = 200^\circ$ и температуру окружающего воздуха 0° , находим по графику рис. 37 тепловые потери в окружающую среду $q_{\text{окр}} = 4,2 \text{ квт/м}^2$.

Теплоотдающая поверхность корпуса равна:

$$F = \pi \cdot 4,5 \cdot 170 = 2400 \text{ м}^2, \text{ тогда } Q_{\text{окр}} = 4,2 \cdot 2400 = 10100 \text{ квт}$$

8. Неучтенные потери тепла вследствие неполноты горения топлива, выбивания газов и излучения через отверстия в головке печи находим по формуле

$$Q_{\text{неучт}} = 0,02 Q_{\text{лкс}} B \text{ квт} = 710 B \text{ квт}.$$

Составим уравнение теплового баланса и определим расход топлива

$$Q_{\text{прих}} = Q_{\text{гор}} + Q_{\text{воз}} = 35485 B + 6150 B = 41635 B,$$

$$Q_{\text{расх}} = Q_{\text{м}} + Q_{\text{исп}} + Q_{\text{хмм}} + Q_{\text{лкс}} + Q_{\text{ун}}^{\text{об}} + Q_{\text{дгм}} + Q_{\text{окр}} + Q_{\text{неучт}}.$$

$$Q_{\text{расх}} = 17904 + 38900 + 25600 + 1686 + 870 + 3440 B + 10100 + 710 B.$$

$$Q_{\text{расх}} = 95060 + 4150 B = Q_{\text{прих}} = 41635 B.$$

Секундный расход топлива будет:

$$B = \frac{95060}{37485} = 2,535 \text{ км}^3/\text{сек}.$$

Таблица 15

Таблица теплового баланса

Наименование статьи	Количество тепла		
	кВт	кДж/кг	%
Приход тепла			
1. Тепло горения топлива $Q_{гор} = Q_{пВ}$	89 955	6460	85,2
2. Физическое тепло воздуха $Q_{воз} = L_a' i_a B$	15 591	1120	14,8
Всего	105 546	7580	100,0
Расход тепла			
1. Нагрев материала $Q_n = P c_n t_n - P c_n t_{п}$	17 904	1287	17,0
2. Испарение влаги $Q_{исп} = (2500 + \frac{i_{H_2O}}{0,804} - 4,2 \cdot 15) w_{нл}$	38 900	2790	36,8
3. Тепло клинкерообразования $Q_x = q_x P$	23 600	1840	24,3
4. Потери с уходящими продуктами разложения $Q_{дис} = V_{CO_2} i_{CO_2} + V_{H_2O} i_{H_2O}$	1686	121,5	1,6
5. Потери тепла с уносом $Q_{ун}^{об} = Q_{ун} + Q_{ун}^1 + Q_{ун}^{ун}$	870	62	0,8
6. Потери тепла с уходящими продуктами горения $Q_{длм} = V_a i_{длм} B$	8720	626	8,2
7. Потери тепла в окружающую среду $Q_{окр} = k(t_1 - t_a) F$	10 100	727	9,6
8. Неучтенные потери $Q_{неучт} = 0,02 Q_n B$	1800	129	1,7
Невязка	-34	-2,5	0,0
Итого:	105 546	7580	100,0

Часовой расход топлива составляет: $B' = 9120 \text{ м}^3/\text{ч}$.
Результаты расчета сподим в таблицу теплового баланса (табл. 15). Для определения удельного расхода тепла в кДж/кг клинкера необходимо количество тепла в кВт разделить на секундную производительность печи.

Удельный расход тепла, внесенного топливом,

$$q = \frac{BQ_n}{P} = \frac{9120 \cdot 35485}{50000} = 6460 \text{ кДж/кг кл.}$$

Удельный расход условного топлива

$$b = \frac{6460 \cdot 100}{29300} = 22\%.$$

Определяем удельный расход тепла по приближенной формуле Мазурова (274):

безвозвратный унос сухого сырья находим по разности

$$\frac{G_{ун} - G'_{ун}}{P} = \frac{1,82 - 1,46}{13,9} = 0,026 \text{ кг/кг кл.}$$

расход сухого сырья с учетом безвозвратного уноса будет равен:

$$G_c = 1,62 + 0,026 = 1,646 \text{ кг/кг кл.}$$

Поправку на влажность шлама рассчитаем по формуле (158)

$$\Delta w = \frac{38 - 35}{100 - 38} = 0,0484,$$

тогда удельный расход тепла составит:

$$q = 4187 \left(\frac{2 + 1,646 \cdot 0,0484}{4,5^{0,2}} \right) = 6430 \text{ кДж/кг кл.}$$

По расчету теплового баланса выше был определен расход топлива. Однако с помощью теплового баланса печи можно найти и другие, интересные нас величины, например температуру на границах зон печи, количество воздуха для подачи в зону охлаждения (или холодильника) и другие.

Для того чтобы рассчитать кривую температур обжига, печь разбивают на участки и для каждого участка в отдельности составляют тепловой баланс, в котором неизвестной величиной служит температура газов, поступающих из одной зоны (участка) в другую. Эту температуру находят с помощью $i-t$ диаграммы по теплосодержанию газов, покидающих данную зону или участок печи.

При расчете температурной кривой длиннее вращающиеся печи разбивают на следующие участки, начиная с участка подачи топлива в печь:

Для печей сухого способа обжига печь разделяют на зоны охлаждения и спекания, экзотермических реакций, декарбонизации и подогрева соответственно температуре поступающего в печь материала.

Зона	Температура материала, град
Охлаждения и спекания	1350—1450—1350
Экзотермических реакций	1350—950
Декарбонизации	950—750
Подогрева	750—500
Дегидратации	500—250
Посушки	250—100
Испарения	100—15

РАСЧЕТЫ ТОПЛИВОСЖИГАЮЩИХ И ТЕПЛООБМЕННЫХ УСТРОЙСТВ

§ 1. Расчет топок, горелок и форсунок

В топках, представляющих собой замкнутые камеры определенного объема, можно сжигать любое топливо: твердое, жидкое и газообразное. Твердое кусковое топливо обычно сжигается на колосниковой решетке в слое. При расчете слоевых топок определяются площадь колосниковой решетки и объем топочного пространства по следующим формулам:

$$Q_F = 0,278 \frac{BQ_R^p}{F} \text{ вт/м}^2, \quad (275)$$

$$Q_V = 0,278 \frac{BQ_R^p}{V_T} \text{ вт/м}^3, \quad (276)$$

где B — расход топлива, кг/ч;
 F — площадь колосниковой решетки, м²;
 Q_R^p — теплотворность топлива, кДж/кг;
 V_T — объем топочной камеры, м³;
 Q_F и Q_V — тепловые напряжения колосниковой решетки и топочного пространства, значение которых для топок, печей и сушил приводятся в табл. 16. вт/м² и вт/м³.

Таблица 16

Тепловые напряжения топок с горизонтальной колосниковой решеткой

Вид топлива	Q_F , вт/м ²	Q_V , вт/м ³	
		Топка для сушил	Топка для печей
Каменный уголь	600—700	290—350	580—700
Антрацит сортированный	660—785	290—580	700—820
Антрацит несортированный	460—580	290—350	580—700
Бурый уголь	580—785	290—350	580—700
Природный газ	—	230—290	—
Мазут	—	230—350	—

Размеры топки по длине и ширине определяются конструктивно, исходя из условий удобства их обслуживания (длина не более 2 м, ширина одной топки не более 1 м).

Горелки для сжигания угольной пыли. В силикатной промышленности пылевидное топливо применяется в основном для отопления вращающихся печей. В этих печах оно сжигается факельным способом с помощью одноканальных или двухканальных горелок типа труба в трубе.

Для дозировки и равномерной подачи пыли в горелку применяются шнековые или лопастные питатели.

При сжигании угольной пыли часть воздуха (первичного) подается в горелку для образования аэросмеси. Минимально допустимое количество первичного воздуха, определяемое условиями транспорта пыли, равно 10—15% от необходимого для горения. Обычно количество первичного воздуха при сжигании пыли принимается в зависимости от содержания летучих в топливе в следующих количествах от общего расхода воздуха:

антрацит	15—30%
тощие угли	25—40 »
жирные угли	35—50 »
газовые угли	45—60 »

Скорость выхода аэросмеси v при сжигании пыли во вращающихся печах находится в пределах 40—75 м/сек. Диаметр выходного отверстия для аэросмеси определяется по формуле

$$d = \sqrt{\frac{1,27 V}{v}} \text{ м}, \quad (277)$$

где V — количество первичного воздуха, м³/сек.

Вторичный воздух подается в печь из холодильников помимо горелки. В двухканальных горелках через корпус горелки подается первичный и вторичный воздух, а из холодильников помимо горелки подается третичный. Эти горелки позволяют регулировать длину и положение факела в печи путем изменения соотношения между первичным и вторичным воздухом, выходящим из горелки.

Форсунки (устройства для распыливания жидкого топлива). При сжигании жидкого топлива (мазута) в печах силикатной промышленности применяются форсунки механические высокого и низкого давления. Выбор типа форсунки зависит от типа печи, температурного режима, производительности печи и от температуры подогрева вторичного воздуха. Во вращающихся печах наибольшее распространение получили форсунки механического распыливания с давлением мазута перед выходом из сопла, равным $p_0 = 2150—2450 \text{ кн/м}^2$ (22—25 ат). Скорость выхода мазута при этом составляет 50—70 м/сек. Для улучшения процессов горения

мазута через форсунку подают частично первичный воздух в количестве 25—30% от общего расхода со скоростью 15—20 м/сек. Это позволяет регулировать длину факела в печи. Механическая форсунка для вращающихся печей конструкции А. С. Закрытного (Гипроцемснт) изображена на рис. 33.

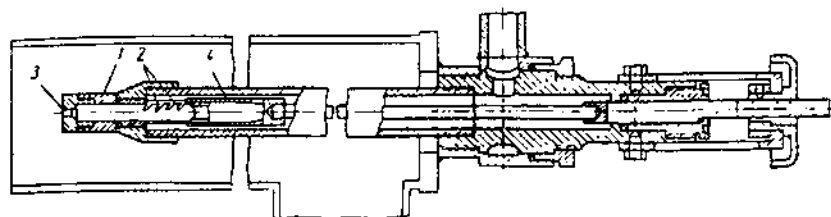


Рис. 33. Мазутная форсунка для вращающихся печей:
1 — распыливающий элемент; 2 — тангенциальные прорези; 3 — выходное отверстие;
4 — перекрывающий поршень

В туннельных печах, стекловаренных и в топках сушил применяют форсунки высокого или низкого давления.

Наиболее распространенной форсункой высокого давления является форсунка Шухова (рис. 34), в которой в качестве рас-

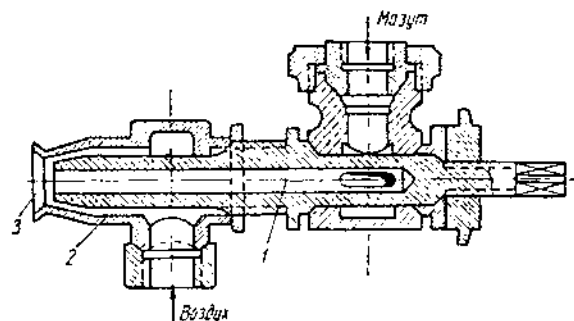


Рис. 34. Форсунка системы Шухова:
1 — мазутное сопло; 2 — корпус форсунки; 3 — выходное сопло

пылителя применяется сжатый воздух или пар низкого давления, форсунка Стальпроекта (рис. 35). Основные размеры форсунок приводятся в табл. 17 и 18.

На рис. 36 представлена новая реактивная форсунка низкого давления конструкции УПИ-Л (П. В. Левченко), отличающаяся высокой полнотой сжигания мазута при коротком факеле.

Основные размеры форсунок В. Г. Шухова

Номер форсунки	Выходные диаметры (мм) для топлива		Диаметры мазутопровода, мм	Производительность форсунки, кг/ч*			Вес форсунки, кг
	мазут	пар		1	2	3	
1	2	4,5	10	3	7	10	0,7
2	3	5,5	10	6	20	30	0,7
3	4	7	13	12	40	60	0,8
4	5	8	13	19	60	90	0,8
5	6	9	13	27	80	120	0,8
6	7	10	13	38	100	150	0,8
7	8	11	13	50	130	180	0,8
8	10	13	19	70	180	240	1,5
9	13	16	19	125	250	320	1,5
10	16	20	19	200	350	400	1,6

* Производительность соответствует: 1 — при давлении мазута до 5 кг/м²; 2 — при давлении мазута от 60 до 100 кг/м² и давлении пара или воздуха у форсунки от 300 до 500 кг/м²; 3 — при давлении мазута 200—250 кг/м² и давлении пара или воздуха свыше 500 кг/м² ($p=5 \text{ ат}$).

Расчет форсунок обычно предусматривает определение выходных сечений для воздуха и выходных сечений для мазута при заданной производительности и давлении распылителя. Сечения мазутопроводов определяют по скорости протекания ма-

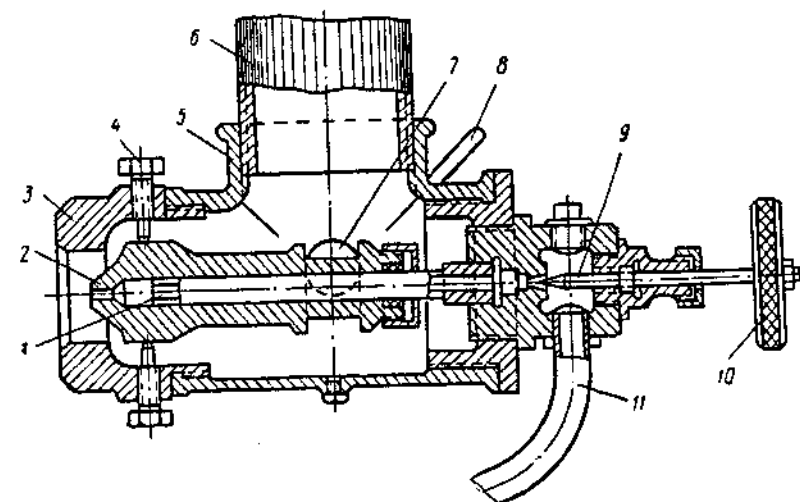
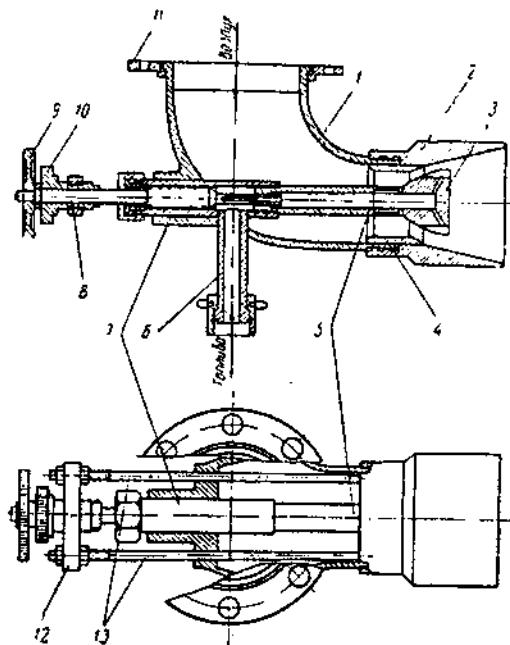


Рис. 35. Форсунка системы Стальпроекта:
1 — неподвижная трубка мазутного сопла; 2 — подвижное сопло; 3 — наконечник форсунки; 4 — центрирующие вилы; 5 — корпус форсунки; 6 — воздуховод; 7 — эксцентрик мазутного сопла; 8 — рукоятка эксцентрика; 9 — сопло; 10 — маховичок; 11 — мазутопровод

Таблица 18

Основные размеры и производительность форсунок конструкции
Стальпроекта [35]

Внутренний диаметр воз- духопровода, мм	Производительность (кг/ч) мазута при давлении воздуха, кг/м²		Диаметр проходных отверстий для, мм		Ход сопла, мм	Вес, кг
	3000	7000	мазута	воздуха		
38	3	8	2,5	21	6	4,9
65	11	24	3	40	13	6,9
100	32	57	4	60	21,6	14,8
125	54	82	5	75	25	25,4
150	80	120	5	95	32	40,1
200	135	205	6	135	42	56

Рис. 36. Автоматическая реактивная горелка
(форсушка) УПИ-Л:

1 — корпус горелки; 2 — воздушное сопло; 3 — мазутный наконечник с отверстиями; 4 — перемещающаяся цилиндрическая заслонка для регулирования воздуха; 5 — трубка; 6 — топливоподводящая трубка; 7 — корпус регулировочной иглы; 8 — игла; 9 — маховичок; 10 — гайка с наружной резьбой; 11 — разъемный фланец; 12 — траверса; 13 — продольные тяги, соединяемые с заслонкой 4

зута, которую принимают равной 0,1—0,8 м/сек. Для форсунок производительностью до 30 кг/ч мазутопровод, подводящий топливо к форсунке, берут диаметром 10—15 мм, для производительности до 200 кг/ч — 15—20 мм, для производительности до 500 кг/ч — 20—25 мм и свыше 500 кг/ч — 25—40 мм. Например, для расхода мазута 60 кг/ч при его плотности 960 кг/м³ и скорости 0,15 м/сек внутренний диаметр мазутопровода требуется не менее

$$d = 18,8 \sqrt{\frac{B}{\rho v}} = 18,8 \sqrt{\frac{60}{960 \cdot 0,15}} = 12,1 \text{ мм.}$$

Выходные сечения мазутного сопла определяются по формуле [35]

$$f = 62,5 \frac{B}{\mu^2 \sqrt{H}} \text{ мм}^2 \quad (278)$$

или

$$f = 1,96 \frac{B}{\mu \sqrt{\rho_{из}}} \text{ мм}^2, \quad (279)$$

где μ — коэффициент расхода; $\mu = 0,2—0,3$;

H — давление, равное высоте мазутного столба, м;

$\rho_{из}$ — избыточное давление мазута, кг/м²;

ρ — плотность мазута, кг/м³.

Для форсунок низкого давления засорения диаметра выходного отверстия мазутного сопла во избежание засорения принимается не менее 2,5 мм. Через отверстие диаметром 2,5 мм количество вытекающего мазута в зависимости от его избыточного давления составляет примерно:

34 кг/ч	при давлении	49 кг/м²	(0,5 ат)
49	"	98	(1 ")
69	"	196	(2 ")
110	"	490	(5 ")

Сечения воздухопроводов для подвода воздуха от вентилятора к форсункам низкого давления рассчитываются по скорости 10—15 м/сек, для компрессорного воздуха — 15—20 м/сек (для пара — 20—30 м/сек и до 60 м/сек для перегретого пара).

В корпусе форсунки допускаемая скорость воздуха примерно на 30% выше, чем в воздухопроводе.

Количество воздуха, пропускаемое форсункой низкого давления, можно определить по формуле

$$V = 3600 \mu F \sqrt{\frac{2h}{\rho}} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (280)$$

где μ — коэффициент расхода; $\mu = 0,6—0,8$;

F — площадь выходного сечения, м²;

h — полное давление воздуха в корпусе форсунки перед выходным отверстием, н/м^2 ;
 ρ — плотность воздуха, кг/м^3 .

Например, при давлении воздуха $h=5000 \text{ н/м}^2$, при коэффициенте $\mu=0,8$, при плотности воздуха $\rho=1,2 \text{ кг/м}^3$ скорость воздуха при выходе из сопла форсунки составляет:

$$v = \mu \sqrt{\frac{2h}{\rho}} = 0,8 \sqrt{\frac{2 \cdot 5000}{1,2}} = 73 \text{ м/сек.}$$

Расход воздуха при сечении выходного отверстия для воздуха $F=0,0032 \text{ м}^2$ будет равен:

$$V = 3600 \cdot 0,0032 \cdot 73 = 840 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Газовые горелки. Для сжигания газообразного топлива в печах применяют горелки со свободной подачей нагретого воз-

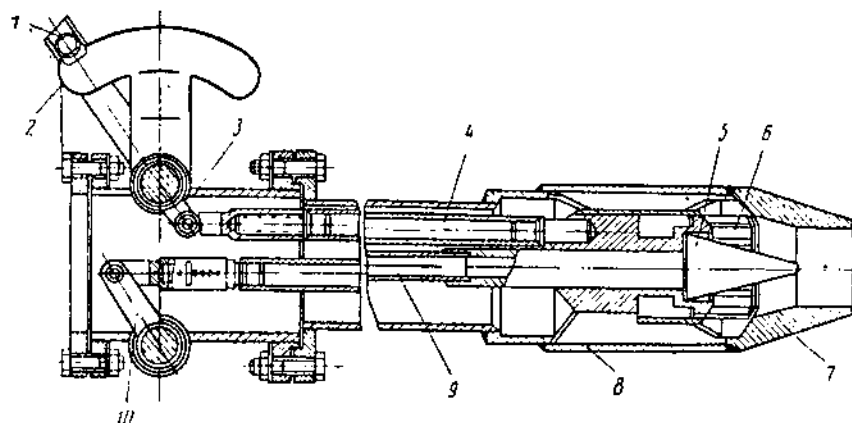


Рис. 37. Однопроводная вихревая газовая горелка конструкции ГипроНИИгаза:

1 — рукоятка регулятора завихрителя; 2 — рукоятка регулятора дросселя; 3 — корпус системы регулирования горелки; 4 — тяга завихрителя; 5 — дроссель; 6 — завихритель; 7 — сопло; 8 — корпус горелки; 9 — тяга дросселя; 10 — рычаг дросселя

духа (стекловаренные печи), принудительной подачей воздуха для горения и инжекционные горелки. При проектировании печей обычно выбирается тип горелки, затем по нормам проектных организаций или каталогам выбирается номер горелки соответствующей производительности.

При выборе горелок необходимо учитывать, что природный газ требует для горения примерно в 8—9 раз больше воздуха, чем генераторный газ. Поэтому горелки для сжигания генераторного газа непригодны для сжигания природного газа без изменения их размеров и конструкции.

При сжигании природного газа во вращающихся печах применяют простые одноканальные или двухканальные (труба в трубе) горелки с высокой скоростью выхода газа из сопла горелки, достигающей 250—400 м/сек. На рис. 37 изображена вихревая горелка для вращающейся печи конструкции ГипроНИИгаза с регулируемой скоростью истечения газа.

Газовые горелки при сжигании природного газа в туннельных печах обычно работают с невысоким давлением и скоростями выхода газовой струи из устья горелки, не превышающими 60—70 м/сек.

Конструкция горелки низкого давления для природного газа изображена на рис. 38. Производительность этих горелок низкого давления для природного газа зависит от номера горелки.

Ниже приводятся данные производительности ($\text{м}^3/\text{ч}$) для горелок ГНП.

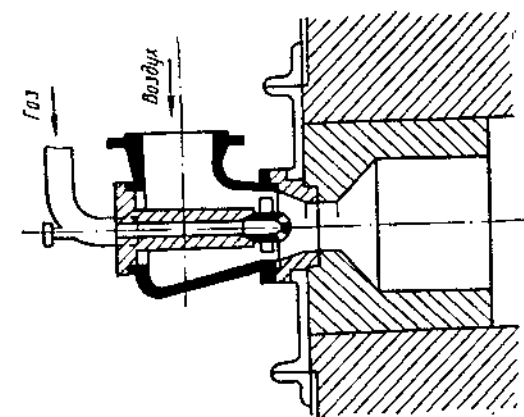


Рис. 38. Горелка Тельпрокта низкого давления для природного газа типа ГНП

Таблица 19

ГНП-1	ГНП-2	ГНП-3	ГНП-4	ГНП-5	ГНП-6	ГНП-7	ГНП-8	ГНП-9
1,5—6	2,5—10	5—12	7—30	13—52	20—80	30—120	39—156	51—204

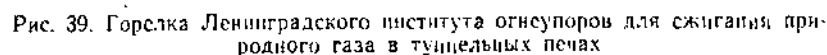
В высокотемпературных туннельных печах воздух, необходимый для горения газа, разделяется на первичный (холодный) и вторичный (подогретый до температур 800—950°).

Холодный воздух в количестве 20—40% подается через корпус горелки от вентилятора. Вторичный воздух поступает по каналам в стенке печи при инжекционной подаче его из зоны охлаждения (рис. 39).

При заданной производительности горелки и известном расходе воздуха при расчете горелки определяют выходной диаметр газового сопла и диаметр подводящих трубопроводов газа и воздуха.

Пример

Определить размеры газовой горелки для природного газа производительностью 40 $\text{м}^3/\text{ч}$ (рис. 39).



1. Определяем диаметр газового сопла при $v = 70 \text{ м/сек}$

$$d_c = \sqrt{\frac{40}{3600 \cdot 0,785 \cdot 70}} = 0,0142 \text{ м, или } 14,2 \text{ мм.}$$

3. Находим диаметр газовой трубы, при скорости газа 15 м/сек

$$d_{\text{н}} = \sqrt{\frac{40}{3600 \cdot 0,785 \cdot 15}} = 0,031 \text{ м, или } 31 \text{ мм.}$$

Следует принять наружный диаметр трубы равным 38 мм при толщине стенки 3 мм.

3. Определим наружный диаметр трубы корпуса горелки. Принимая скорость воздуха при проходе по кольцевому сечению равной 20 м/сек, получим сечение кольцевой воздушной shell

$$f_{\text{BO}_3} = \frac{170}{3600 \cdot 20} = 0.00237 \text{ м}^2.$$

Сечение, занимаемое газовой трубой диаметром 38 мм, равно $f_{газ} = 0,001134$ м². Общее сечение $f = f_{газ} + f_{газ} = 0,00237 + 0,001134 = 0,003504$ м². Это-
му сечению соответствует диаметр $d_{пол} = 67$ мм. Принимаем наружный диаметр
трубы равным 76 мм (по ГОСТу) с толщиной стенки 4 мм.

Амбразура горелки в огнеупорной кладке печи принимается из расчета скорости горячего воздуха в сечении амбразуры равной 2—3 м/сек.

При палиции газа высокого давления иногда применяют инжекционные горелки, в которых воздух, необходимый для горе-

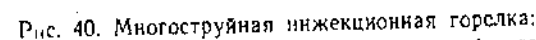


Рис. 40. Многоструйная инжекционная горелка:
1 — газовое сопло; 2 — газовая коробка; 3 — корпус горелки; 4 — горловина (инспира-
тор); 5 — заслонка, регулирующая подсос воздуха

ния, инжектируется газовой струей, выходящей из сопла в смеситель с большой скоростью. Многосопловая инжекционная горелка для природного газа представлена на рис. 40.

§ 2. Расчет рекуператоров

Рекуператоры применяются в стекловаренных и камерных обжигательных печах.

В рекуператорах воздух подогревается за счет тепла отходящих продуктов горения.

Передатчик тепла от горячих дымовых газов к нагреваемому воздуху происходит через стенку, которая может быть металлической или керамической.

Металлические рекуператоры, выполненные из легированного металла, служат для подогрева воздуха до 300—350°, из жаропрочных сплавов — до 700°. Керамические рекуператоры (шамотные или карборундовые) служат для подогрева воздуха до 900—1000°.

При выборе материала для регенераторов необходимо учитывать, что допустимая для стенки температура для простой стали равна 450° , для серого чугуна — 550° , для сплава, содержащего 25% хрома, — 1100° , для шамота — 1100° и для карборунда — 1400° .

При расчете рекуператоров используется основное уравнение теплообмена

$$Q = KF \Delta t_{\text{cp}} \varepsilon_{\text{пл}} \theta \tau, \quad (281)$$

где Q — количество тепла, передаваемое от одной среды (дым-
мовые газы) к другой (воздух), *вт*;

K — коэффициент теплопередачи, $вт/м^2 \cdot град$;
 F — поверхность нагрева рекуператора, $м$;
 $\Delta t_{ср}$ — средняя логарифмическая разность температур между дымовыми газами и воздухом, $град$;
 $\epsilon_{\Delta t}$ — поправочный множитель для случая сложной схемы теплообмена.

Из уравнения (281) определяется поверхность нагрева рекуператора, по которой находят затем конструктивные размеры его

$$F = \frac{Q}{K \Delta t_{ср} \epsilon_{\Delta t}} \text{ м}^2. \quad (282)$$

Пример

Рассчитать игольчатый рекуператор для подогрева воздуха в количестве $V_{0 \text{ воз}} = 1350 \text{ м}^3/ч$ до температуры $t'_{\text{воз}} = 350^\circ$. Начальная температура воздуха $t'_{\text{воз}} = 20^\circ$. Дымовые газы имеют температуру при входе в рекуператор $t'_{\text{газ}} = 750^\circ$. Количество дымовых газов $V_{0 \text{ газ}} = 1450 \text{ м}^3/ч$.

1. Находим $Q_{\text{воз}}$, пользуясь приложениями 9 и 10,

$$Q_{\text{воз}} = V_{0 \text{ воз}} (i'_{\text{воз}} - i'_{\text{воз}}) \text{ кдж/ч} \quad (283)$$

$$\text{или } Q_{\text{воз}} = 0,278 V_{0 \text{ воз}} (t'_{\text{воз}} - t'_{\text{воз}}) \text{ вт.} \quad (284)$$

$$Q_{\text{воз}} = 1350 (466,6 - 26) = 594\,000 \text{ кдж/ч или}$$

$$Q_{\text{воз}} = 0,278 \cdot 594\,000 = 165\,000 \text{ вт.}$$

2. Определим температуру уходящих дымовых газов, принимая потери тепла рекуператором в окружающую среду равными 10%,

$$Q_{\text{газ}} = \frac{Q}{0,9} = V_{\text{газ}} (i'_{\text{газ}} - i'_{\text{газ}}) \text{ кдж/ч} \quad (285)$$

(начальное теплосодержание продуктов горения при $t'_{\text{газ}} = 750^\circ$, тогда по приложению 9 находим $i'_{\text{газ}} = 1105,1 \text{ кдж/м}^3$)

$$\frac{594\,000}{0,9} = 1450 (1105,1 - i'_{\text{газ}}) \text{ кдж/ч, откуда } i'_{\text{газ}} = 648 \text{ кдж/м}^3.$$

Этому теплосодержанию дымовых газов соответствует температура $t''_{\text{газ}} = 460^\circ$ (см. приложение 9 или рис. 12).

3. Принимаем для рекуператора схему перекрестного противотока, соответствующего двухходовому игольчатому рекуператору (рис. 41).

Находим среднюю логарифмическую разность температур по формуле

$$\Delta t_{ср} = \frac{\Delta t_n - \Delta t_k}{2,3 \lg \frac{\Delta t_n}{\Delta t_k}} \text{ град.}$$

где Δt_n , Δt_k — начальная разность температур со стороны входа дымовых газов и конечная — со стороны выхода;

$$\Delta t_n = t'_{\text{газ}} - t'_{\text{воз}} = 750 - 350 = 400^\circ, \quad \Delta t_k = t'_{\text{газ}} - t'_{\text{воз}} = 460 - 20 = 440^\circ.$$

С помощью номограммы (приложение 31) определяем $\Delta t_{ср} = 420^\circ$. По приложению 48 находим поправочный коэффициент $\epsilon_{\Delta t}$ для перекрестного противотока по параметрам

$$P = \frac{t'_{\text{воз}} - t'_{\text{воз}}}{t'_{\text{газ}} - t'_{\text{воз}}} = \frac{350 - 20}{750 - 20} = 0,45, \quad R = \frac{t'_{\text{газ}} - t'_{\text{газ}}}{t'_{\text{воз}} - t'_{\text{воз}}} = \frac{750 - 460}{350 - 20} = 0,88.$$

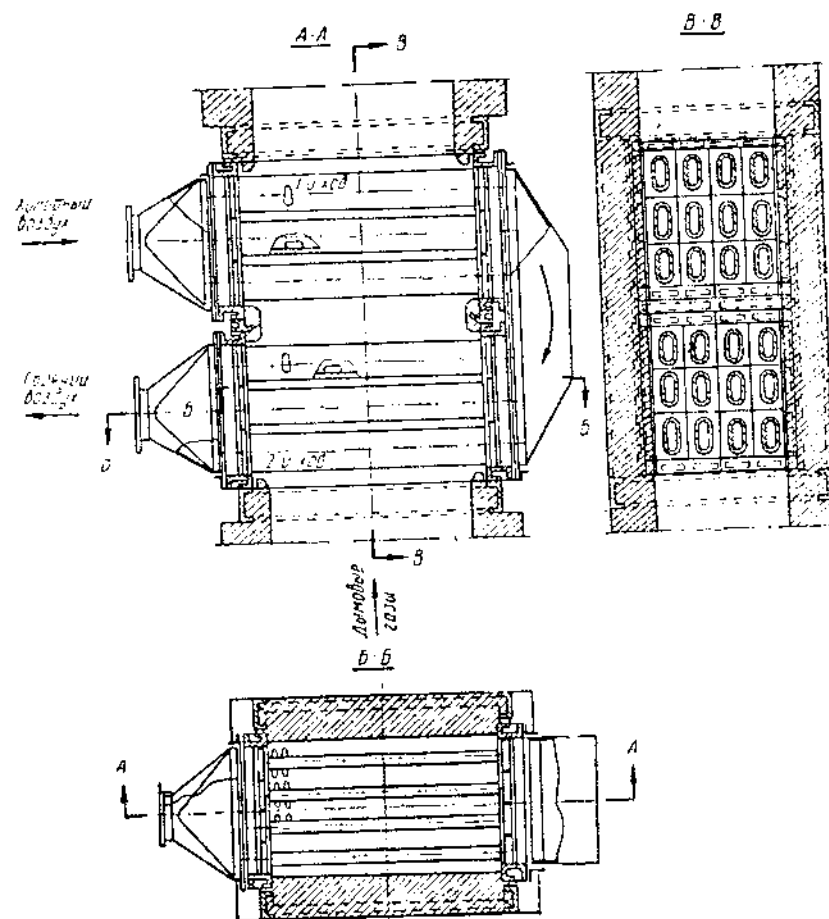


Рис. 41. Двухходовой игольчатый рекуператор, собранный из 24 труб

Значение коэффициента $\epsilon_{\Delta t}$ получается близким к единице, поэтому им можно пренебречь. При сложной схеме движения газа и воздуха в рекуператоре среднюю разность температур приблизительно можно вычислить как для противотока, если температура нагрева воздуха не превышает $300-400^\circ$. При более высоких температурах необходимо вводить поправку $\epsilon_{\Delta t}$.

4. Определяем общий коэффициент теплопередачи по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{газ}}} + \frac{s_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{воз}}}} \quad \text{вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

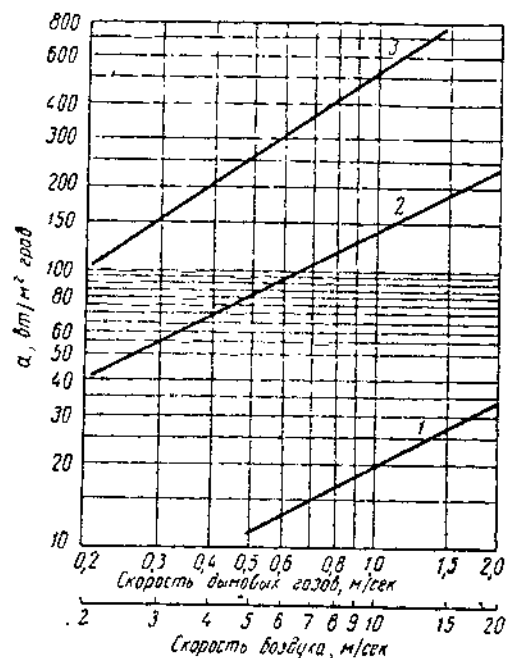


Рис. 42. График для определения коэффициентов теплоотдачи игольчатых труб:
1 — суммарный коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к поверхности трубы без наружных игл; 2 — то же, для игольчатой трубы типа 17,5; 3 — коэффициент теплоотдачи внутри игольчатой трубы (для воздуха) типа 17,5.

где $\alpha_{\text{газ}}$ — суммарный коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к стенке рекуператора

$$\alpha_{\text{газ}} = \alpha_d + \alpha_k \quad \text{вт/м}^2 \cdot \text{град.}$$

$\frac{s_{\text{ст}}}{\lambda_{\text{ст}}}$ — тепловое сопротивление стенки рекуператора; для металлических рекуператоров с толщиной стенки до 10 мм этой величиной можно пренебречь;

$\alpha_{\text{воз}}$ — коэффициент теплоотдачи от стенки к воздуху (конвекцией), вт/м² · град.

Для металлических рекуператоров

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{газ}}} + \frac{1}{\alpha_{\text{воз}}}} = \frac{\alpha_{\text{газ}} \alpha_{\text{воз}}}{\alpha_{\text{газ}} + \alpha_{\text{воз}}} \quad \text{вт/м}^2 \cdot \text{град.} \quad (286)$$

Для игольчатых рекуператоров коэффициенты $\alpha_{\text{воз}}$ и $\alpha_{\text{газ}}$ (для труб типа 17,5 и труб без наружных игл) можно найти по графику рис. 42. Коэффициенты $\alpha_{\text{воз}}$ и $\alpha_{\text{газ}}$ отнесены к условной поверхности игольчатой трубы (труба типа 17,5 имеет расстояние между иглами на дымовой стороне, равное 17,5 мм).

Задав скорость воздуха в рекуператоре 5—6 м/сек и скоростью дымовых газов 1—2 м/сек, определяем для рекуператора по графику рис. 42 коэффициенты теплоотдачи $\alpha_{\text{воз}}$ и $\alpha_{\text{газ}}$ и находим $K = 75 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град.}$

По формуле (465) вычисляем поверхность нагрева

$$F = \frac{165000}{75 \cdot 420} = 5,24 \text{ м}^2.$$

Рекуператоры могут изготавливаться из игольчатых труб (табл. 19) различной длины — от 880 до 1640 мм. Для этого из отдельных труб собираются блоки или секции рекуператора. При этом воздух проходит внутри труб, а дымовые газы омывают трубы снаружи.

Таблица 19

Основные данные игольчатых труб типа 17,5 [37]

Наименование	Основные размеры			
Длина трубы, мм	880	1135	1385	1640
Для труб с наружными иглами:				
условная поверхность без учета игл, м ²	0,25	0,33	0,425	0,50
свободное сечение для прохода воздуха, м ²	0,008	0,008	0,008	0,008
свободное сечение для прохода дыма, м ²	0,06	0,08	0,10	0,12
вес трубы, кг	45	55	66	80
Для труб без наружных игл:				
условная поверхность нагрева, м ²	0,25	0,33	0,425	0,50
сечение для прохода воздуха, м ²	0,008	0,008	0,008	0,008
сечение для прохода дымовых газов, м ²	0,042	0,055	0,067	0,08
вес трубы, кг	31	30	47	55

Принимаем трубу длиной 1135 мм, для которой $F_{\text{тр}} = 0,33 \text{ м}^2$, тогда количество труб в рекуператоре будет равно:

$$\frac{5,24}{0,33} = 15,8 \approx 16 \text{ шт.}$$

Для рекуператора принимаем две секции, в каждой два ряда по четыре трубы.

Действительное сечение для прохода воздуха будет равно

$$f_{\text{воз}} = 0,008 \cdot 8 = 0,064 \text{ м}^2.$$

Скорость воздуха, приведенная к 0°.

$$v_{\text{воз}} = \frac{1350}{3600 \cdot 0,064} = 5,87 \text{ м/сек.}$$

Действительное сечение для прохода дыма

$$f_{газ} = 0,08 \cdot 4 = 0,32 \text{ м}^2.$$

Скорость дымовых газов, приведенная к 0°

$$v_{0газ} = \frac{1450}{3600 \cdot 0,32} = 1,26 \text{ м/сек.}$$

При этих скоростях воздуха и дымовых газов коэффициенты теплоотдачи (см. рис. 42) будут равны: $\alpha_{воз} = 308 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$; $\alpha_{газ} = 151 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$, а коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{308 \cdot 151}{308 + 151} = 101 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Учитывая, что в производственных условиях поверхность труб может быть загрязнена, вводим поправочный коэффициент, равный 0,75, тогда

$$K = 0,75 \cdot 101 = 76 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

5. Определяем действительную поверхность нагрева рекуператора

$$F = \frac{163 \cdot 000}{76 \cdot 420} = 5,18 \text{ м}^2.$$

Количество труб в рекуператоре остается равным 16, т. е. без изменений, как было принято в предварительном расчете.

6. Определим максимальную температуру стенки рекуператора по формуле

$$t_{ст} = t_{газ} - \frac{K}{\alpha_{газ}} (t_{газ} - t_{воз}) \text{ град}, \quad (287)$$

где $\alpha_{газ}$ — суммарный коэффициент теплоотдачи на стороне дыма; $\alpha_{газ} = 151 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

$$t_{ст} = 750 - \frac{101}{151} (750 - 350) = 482^\circ.$$

Учитывая перепад температур в иглах, равный примерно $\Delta t = 100 \dots 130^\circ$, получим для иглы

$$t_{ст, макс} = 482 + 110 = 592^\circ.$$

Следовательно, можно считать допустимым применение труб из простого чугуна.

Для керамических рекуператоров производится проверка температурного перепада в стенках элементов во избежание образования трещин. Для шамотных рекуператоров появление трещин наблюдается при перепаде температур между внутренней и наружной поверхностями выше 250° . Условие термической прочности изомотных рекуператоров определяется по формуле

$$K(t_{газ} - t_{воз})s < 9500, \quad (288)$$

где K — коэффициент теплопередачи на проверяемом участке, $\text{Вт/м}^2 \cdot \text{град}$; $t_{газ}$, $t_{воз}$ — температура дымовых газов и воздуха на проверяемом участке, град;

s — толщина стенки, см.

Поверхность нагрева калориферов определяется по общему для рекуператоров уравнению теплопередачи. Отличие состоит в том, что теплоносителем в паровых калориферах служит пар, а в газовых — топочные газы, разбавленные воздухом.

7. Аэродинамическое сопротивление для игольчатых рекуператоров рассчитывается по следующим эмпирическим формулам:

Для внутренней поверхности игольчатых труб, т. е. по пути воздуха [37]

$$h_{воз} = A v_0^2 (1 + 5t_{ср}) \text{ н/м}^2, \quad (289)$$

где A — коэффициент, величина которого зависит от длины игольчатой трубы;

Длина трубы, мм	880	1135	1385	1640
Коэффициент A	2,06	2,4	2,74	3,09

v_0 — приведенная скорость воздуха в трубе, м/сек;

$t_{ср}$ — средняя температура воздуха в трубе,

$$t_{ср} = \frac{350 + 20}{2} = 185^\circ.$$

Потери давления в трубе составляют:

$$h_{тр} = 2,4 \cdot 5,87^2 \left(1 + \frac{185}{273} \right) = 139 \text{ н/м}^2.$$

Для двух труб при последовательном движении сопротивление будет в два раза больше. Если учесть также потери давления в подводящем патрубке, переходном из одной секции в другую, и в отводящем патрубке из рекуператора, которые примерно можно применять равными 50% от потерь давления, то получим:

$$h'_{пот} = 1,5 \cdot 2 \cdot 139 = 417 \text{ н/м}^2.$$

Для внешней поверхности игольчатых труб, т. е. на пути дыма, аэродинамическое сопротивление рассчитывается по следующей эмпирической формуле (для трубы типа 17,5)

$$h_{газ} = 6(n + m) v_0^2 T \cdot 10^{-4} \text{ н/м}^2, \quad (290)$$

Для труб с гладкой наружной поверхностью

$$h_{газ} = 1,57(n + m) v_0^2 T \cdot 10^{-4} \text{ н/м}^2, \quad (291)$$

где n — число труб в направлении движения дымовых газов;

m — число секций (ходов) рекуператора в направлении движения дымовых газов;

T — средняя температура дымовых газов, °К.

$$T = 273 + \frac{750 + 460}{2} = 878^\circ \text{ К.}$$

Число труб $n = 4$, число ходов $m = 2$, тогда

$$h_{газ} = 6(4 + 2) \cdot 1,26^2 \cdot 878 \cdot 10^{-4} = 5,0 \text{ н/м}^2.$$

§ 3. Расчет регенераторов

Регенераторы относятся к теплообменным устройствам периодического действия. Дымовые газы и нагреваемый воздух проходят через регенератор в разное время. Сначала через регенератор проходят дымовые газы и нагревают массивную насадку, которая аккумулирует тепло. Затем изменяется направление движения газов и через нагретую насадку проходит воздух. Регенеративная насадка поочередно нагревается и охлаждается. Время между перекидками клапанов обычно составляет 0,25—0,5 ч.

Аналогично рекуператору расчет поверхности нагрева регенератора выполняется по следующей формуле [40]:

$$F = \frac{Q_{\text{пер}}}{\kappa \Delta t_{\text{ср}}} \text{ м}^2, \quad (292)$$

где κ — итоговый коэффициент теплообмена, отнесенный к периоду между перекидками клапанов, учитывающий тепловое сопротивление аккумуляции насадки, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$;

$Q_{\text{пер}}$ — количество тепла, затраченное на нагрев воздуха за период между перекидками, вт ;

$\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя логарифмическая разность температур (определяется подобно рекуператору), град .

Расчеты величин $Q_{\text{пер}}$, температуры уходящих газов и $\Delta t_{\text{ср}}$ выполняются подобно расчету рекуператора. Более сложным является расчет итогового коэффициента теплообмена за период, который определяется отдельно для верха и низа регенератора по следующей формуле:

$$\kappa = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_n \tau_n} + 4\varphi \frac{r}{\lambda \tau_n} + \frac{3,6}{r \rho c b} + \frac{1}{\alpha_{\text{ох}} \tau_{\text{ох}}}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (293)$$

где α_n — коэффициент теплоотдачи от дымовых газов к насадке

$$\alpha_n = \alpha_k + \alpha_d \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

φ — безразмерный коэффициент, учитывающий участие массы кирпича в теплообмене, равный примерно 1/4;

$\alpha_{\text{ох}}$ — коэффициент теплоотдачи от насадки к воздуху, $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$;

r — линейный размер части кирпича, участвующего в теплообмене, принимается равным половине толщины кирпича, $r = 0,0325 \text{ м}$;

λ — коэффициент теплопроводности кирпича насадки, $\text{вт/м} \cdot \text{град}$;

t_0 — время полного цикла, равное $t_n + t_{\text{ох}}$, ч;

b — отношение температурных перепадов в кирпиче при нагреве и охлаждении, принимается равным 50;

ρ — плотность кирпича, кг/м^3 ;

c — средняя теплоемкость кирпича, $\text{кДж/кг} \cdot \text{град}$.

Пример

Расчитать регенератор для нагрева воздуха от $t'_{\text{воз}} = 50^\circ$ до $t''_{\text{воз}} = 1000^\circ$ в количестве $V_{\text{воз}} = 15\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Количество продуктов горения, входящих в насадку, с учетом подсосов воздуха $V_{\text{газ}} = 18\,200 \text{ м}^3/\text{ч}$ с температурой $t'_{\text{газ}} = 1300^\circ$. Периоды между перекидками принимаем $t_n = t_{\text{ох}} = 30 \text{ мин}$. Насадку выбираем сплошными кана-

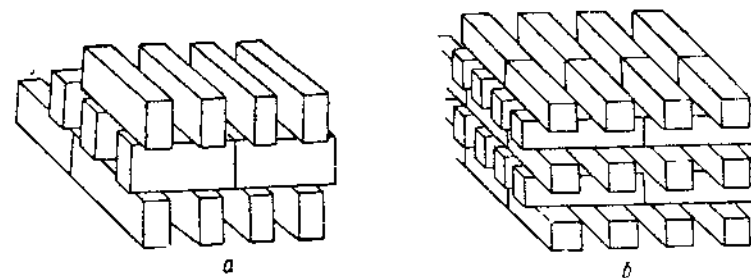


Рис. 43. Типы регенеративных насадок:
а — Сименса колодцами, б — брусковая

лами Сименса с ячейкой $120 \times 120 \text{ мм}$ (рис. 43). Размер кирпича для насадки $230 \times 113 \times 65 \text{ мм}$. Печь отапливается мазутом.

1. Количество тепла, затрачиваемого на нагрев воздуха за период, определяется по формуле

$$Q_{\text{воз}} = V_{\text{воз}} (t'_{\text{воз}} - t''_{\text{воз}}) \text{ кДж/ч}.$$

Теплоемкость воздуха находим по приложению 9:

при температуре $t'_{\text{воз}} = 50^\circ$, $i'_{\text{воз}} = 65,1 \text{ кДж/м}^3$,
» » $t''_{\text{воз}} = 1000^\circ$, $i''_{\text{воз}} = 1416,5 \text{ кДж/м}^3$,

тогда $Q_{\text{воз}} = 15\,000 (1416,5 - 65,1) = 20\,250\,000 \text{ кДж/ч}$

$$\text{или } Q_{\text{воз}} = 0,278 \cdot 20\,250\,000 = 5\,630\,000 \text{ вт}.$$

За период между перекидками (равный 0,5 ч)

$$Q_{\text{воз}} = 0,5 \cdot 5\,630\,000 = 2\,815\,000 \text{ вт}.$$

2. Определим температуру дымовых газов, выходящих из регенератора, принимая потери тепла регенератором и окружающую среду 7%. Теплоемкость дымовых газов, входящих в регенератор, находим по $i - t$ -диаграмме (см. рис. 12), учитывая подсосы воздуха $\alpha = 1,35$, $i'_{\text{газ}} = 2000 \text{ кДж/м}^3$.

Количество тепла, уходящее с продуктами горения из регенератора,

$$Q_{\text{гс}} = 0,93 V_{\text{газ}} i'_{\text{газ}} - Q_{\text{воз}} = 0,93 \cdot 18\,200 \cdot 2000 - 20\,250\,000 = 13\,530\,000 \text{ кДж/ч}.$$

Теплосодержание уходящих продуктов горения будет равно:

$$\dot{q}_{\text{газ}} = \frac{Q_{\text{yx}}}{V_{0\text{газ}}} = \frac{13\,550\,000}{18\,200} = 745 \text{ кДж/м}^3.$$

По i — t -диаграмме рис. 12 находим $t_{\text{yx}} = 530^\circ$.

3. Средняя логарифмическая разность температур составляет:

$$\Delta t_{\text{ж}} = t'_{\text{газ}} - t'_{\text{воз}} = 1300 - 1000 = 300^\circ, \Delta t_{\text{к}} = t_{\text{yx}} - t'_{\text{воз}} = 530 - 50 = 480^\circ.$$

По номограмме приложения 31 $\Delta t_{\text{ср}} = 385^\circ$.

4. Находим итоговый коэффициент теплопередачи для верха насадки. Принимаем скорость продуктов горения в насадке $v_{0\text{газ}} = 0,8 \text{ м/сек}$.

Средняя температура продуктов горения за период равна:

$$t_{\text{ср.газ}} = \frac{t'_{\text{газ}} + t_{\text{газ}}}{2} = \frac{1300 + 530}{2} = 915^\circ.$$

Средняя температура верха насадки в период нагрева равна:

$$t_{\text{ср.к}} = \frac{t_{\text{ср.газ}} + t'_{\text{газ}}}{2} = \frac{915 + 1300}{2} = 1107^\circ.$$

Действительная скорость продуктов горения составляет:

$$v_{t\text{газ}} = 0,8 \left(1 + \frac{1107}{273} \right) = 4,04 \text{ м/сек}.$$

Для продуктов горения находим по приложению 12 коэффициент кинематической вязкости $\nu_t = 0,0001972 \text{ м}^2/\text{сек}$ и коэффициент теплопроводности $\lambda_t = 0,1176 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$.

Критерий Рейнольдса определяем по формуле

$$\text{Re} = \frac{v_t d}{\nu_t} = \frac{4,04 \cdot 0,0824}{0,0001972} = 1690.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией находим по приложению 49

$$\alpha_{\text{кон}} = 0,193 \frac{0,1176}{0,0824} \cdot 1690^{0,62} = 27,5 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением определяем по приложению 50 (топливо — мазут) $\alpha_{\text{л}} = 19,8 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$, тогда $\alpha_{\text{в}} = 27,5 + 19,8 = 47,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Скорость воздуха в насадке будет равна:

$$v_{0\text{воз}} = 0,8 \frac{V_{0\text{воз}}}{V_{0\text{газ}}} = 0,8 \frac{15\,000}{18\,200} = 0,66 \text{ м/сек}.$$

Средняя температура воздуха за период

$$t_{\text{ср.воз}} = \frac{50 + 1000}{2} = 525^\circ.$$

Средняя температура верха насадки в период охлаждения

$$t_{\text{ср.ох}} = \frac{525 - 1000}{2} = 762^\circ.$$

Действительная скорость воздуха при средней температуре

$$v_{t\text{воз}} = 0,66 \left(1 + \frac{762}{273} \right) = 2,5 \text{ м/сек}.$$

По приложению 12 для воздуха находим $\nu_t = 0,000127 \text{ м}^2/\text{сек}$, $\lambda_t = 0,07 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}$.

Критерий Рейнольдса для воздуха

$$\text{Re} = \frac{2,5 \cdot 0,0824}{0,000127} = 1620.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией находим по приложению 49

$$\alpha_{\text{к}} = 0,193 \frac{0,07}{0,0824} \cdot 1620^{0,62} = 16,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Коэффициент теплопроводности кирпича насадки и среднюю теплоемкость находим для средней температуры за цикл

$$t_{\text{ср.ц}} = \frac{t_{\text{ср.л}} + t_{\text{ср.ох}}}{2} = \frac{1107 + 762}{2} = 935^\circ.$$

Считая, что насадка выполнена из шамотного кирпича плотностью $\rho = 1900 \text{ кг/м}^3$ по приложению 14

$$\lambda_t = 0,7 + 0,00064 \cdot 935 = 1,299 \text{ Вт/м} \cdot \text{град}.$$

По приложению 16

$$c = 0,837 + 0,000264 \cdot 935 = 1,084 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}.$$

Итоговый коэффициент теплопередачи для верха насадки будет равен

$$\begin{aligned} \kappa_{\text{в}} &= \frac{1}{\frac{1}{47,3 \cdot 0,5} + 4 \frac{1}{4} \cdot \frac{0,0325}{1,299 \cdot 1} + \frac{3,6}{0,0325 \cdot 1900 \cdot 1,084 \cdot 50} + \frac{1}{16,3 \cdot 0,5}} = \\ &= 5,24 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град}. \end{aligned}$$

5. Определяем итоговый коэффициент теплопередачи для низа насадки. Средняя температура низа насадки в период нагрева

$$t_{\text{ср.л}} = \frac{t_{\text{ср.газ}} + t'_{\text{газ}}}{2} = \frac{915 + 530}{2} = 722^\circ;$$

в период охлаждения

$$t_{\text{ср.ох}} = \frac{t_{\text{ср.л}} + t'_{\text{в}}}{2} = \frac{525 + 50}{2} = 287^\circ;$$

за цикл

$$t_{\text{ср.ц}} = \frac{722 + 287}{2} = 505^\circ.$$

Действительная скорость продуктов горения внизу насадки

$$v_{\text{газ}} = 0,8 \left(1 + \frac{1722}{273} \right) = 2,92 \text{ м/сек};$$

$$v_{\text{возд}} = 0,66 \left(1 + \frac{287}{273} \right) = 1,35 \text{ м/сек}.$$

Коэффициент кинематической вязкости (приложение 12):

для продуктов горения $\nu_f = 0,0001164 \text{ м}^2/\text{сек};$

» воздуха $\nu_f = 0,0000465 \text{ »}$

Коэффициент теплопроводности:

для продуктов горения $\lambda_f = 0,0846 \text{ вт/м} \cdot \text{град};$

» воздуха $\lambda_f = 0,0473 \text{ »}$

Критерий Рейнольдса для продуктов горения

$$Re = \frac{2,92 \cdot 0,0824}{0,0001164} = 2060;$$

для воздуха

$$Re = \frac{1,35 \cdot 0,0824}{0,0000465} = 2390.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов горения к насадке (приложение 49)

$$\alpha_{\text{конв}} = 0,193 \frac{0,0846}{0,0824} \cdot 2060^{0,62} = 22,6 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

излучением (приложение 50) $\alpha_n = 11,5 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град};$

суммарный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_n = 22,6 + 11,5 = 34,1 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

от насадки к воздуху

$$\alpha_{\text{конв}} = 0,193 \cdot \frac{0,0473}{0,0824} \cdot 2390^{0,62} = 13,5 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Коэффициент теплопроводности и средняя теплоемкость кирпича при средней температуре за цикл $t_{\text{ср}} = 505^\circ$:

$$\lambda_f = 0,7 + 0,00064 \cdot 505 = 1,022 \text{ вт/м} \cdot \text{град};$$

$$c = 0,837 + 0,00026 \cdot 1 \cdot 505 = 0,97 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}.$$

Итоговый коэффициент теплопередачи для циза насадки

$$\alpha_n = \frac{1}{\frac{1}{34,1 \cdot 0,5} + \frac{1}{4} \cdot \frac{0,0325}{1,022 \cdot 1} + \frac{3,6}{0,0325 \cdot 1900 \cdot 0,97 \cdot 50} + \frac{1}{13,5 \cdot 0,5}} = 4,17 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

6. Средний итоговый коэффициент теплопередачи насадки

$$\alpha = \frac{\alpha_n + \alpha_{\text{н}}}{2} = \frac{5,24 + 4,17}{2} = 4,705 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

7. Поверхность нагрева насадки находим по формуле (292)

$$F = \frac{Q_n}{\alpha \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{2815000}{4,705 \cdot 385} = 1550 \text{ м}^2.$$

8. Определяем объем насадки. Поверхность нагрева 1 м³ насадки Сименса сплошными каналами при размере ячейки 120 мм по графику рис. 44 составляет $f = 14,8 \text{ м}^2/\text{м}^3$, тогда

$$V_n = \frac{1550}{14,8} = 105 \text{ м}^3.$$

9. Определяем размеры насадки:

площадь горизонтального сечения насадки в свету

$$F_{\text{св}} = \frac{V_{\text{газ}}}{v_{\text{газ}}} = \frac{18200}{3600 \cdot 0,8} = 6,32 \text{ м}^2;$$

живое сечение насадки по рис. 44 равно $\omega = 0,42 \text{ м}^2/\text{м}^2$, тогда общая площадь горизонтального сечения будет составлять:

$$F = \frac{F_{\text{св}}}{\omega} = \frac{6,32}{0,42} = 15 \text{ м}^2;$$

высота насадки

$$H = \frac{V_n}{F} = \frac{105}{15} = 7 \text{ м}.$$

Обычно для ванн печей поверхность нагрева насадки составляет 20—30 м² на 1 м³ поверхности зеркала варочной части. В соответствии с расположением горелок вдоль печи длина насадок достигает 20 м, ширина 4 м. В ваннах печей больших размеров применяют секционные регенераторы, разделенные на части в соответствии с количеством горелок.

В рассматриваемом примере расчета регенератора была принята высокая скорость газов и воздуха в насадке. При меньших скоростях площадь горизонтального сечения насадки будет больше, высота насадки — меньше. Поэтому, чтобы получить необходимые геометрические размеры регенератора, необходимо выполнить второй вариант расчета.

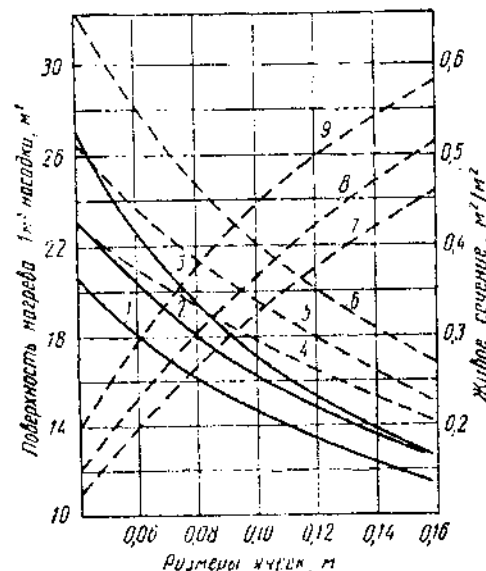


Рис. 44. Поверхность нагрева и живое сечение регенеративных насадок:

поверхность нагрева: 1 — насадка Сименса сплошными каналами и вразбежку из кирпича 230×115×75 мм; 2 — то же, из кирпича 230×115×65 мм; 3 — то же, из кирпича 230×115×50 мм; 4 — насадка из брускового кирпича 75×75; 5 — то же, 65×65; 6 — то же, 50×50 мм; живое сечение: 7 — насадка Сименса и насадка из брускового кирпича при толщине кирпича 75 мм; 8 — то же, при толщине 65 мм; 9 — то же, при толщине 50 мм.

КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ СТЕН И СВОДОВ ПЕЧЕЙ. РАСЧЕТ МЕТАЛЛИЧЕСКОЙ ОБВЯЗКИ

Кладка печей выполняется из огнеупорных, теплоизоляционных и строительных материалов. В большинстве случаев стены печей состоят из нескольких слоев разных материалов. Выбор внутренней огнеупорной футеровки зависит от рабочих температур печи.

Рабочие температуры (град), допускаемые для огнеупорных и теплоизоляционных материалов, находятся примерно в следующих пределах:

шамот класса А	до 1450
» » В	» 1300
» » В	» 1250
шамот-легковес	» 1250
диас	» 1650
магнезит	» 1650
хромомagneзит	» 1700
магнезитохромит	» 1750
красный кирпич	» 700
диатомитовый кирпич	» 700

Для уменьшения газопроницаемости кладки применяют уплотнительные наружные обмазки. Для придания кладке механической прочности устанавливают металлический каркас, обвязывающий кладку.

Кладка сооружается на фундаменте, который воспринимает и равномерно распределяет нагрузку от печи на грунт.

При проектировании печей указывается глубина залегания фундамента и его размеры. Обычно сооружение печных фундаментов не представляет трудностей, так как давление на грунт не превышает $7\text{--}10 \text{ н/м}^2$. Однако при проектировании печи надо иметь данные о грунте, уровне грунтовых вод и соблюдать строительные нормы на сооружение фундаментов.

При проектировании фундаментов необходимо соблюдать следующее:

во избежание трещин в кладке и перекосов не рекомендуются различные сооружения и части печи, отличающиеся по массе,

ставить на общий фундамент, например колонны здания, дымовые трубы, опоры под рабочее пространство регенеративных печей должны иметь отдельные фундаменты, не связанные друг с другом;

во избежание попадания в регенераторы и дымоходы грунтовых вод необходимо строить фундаменты так, чтобы доступ грунтовых вод к кладке печи исключался; это достигается, например, устройством дренажных каналов или водонепроницаемых кессонов.

В случае промерзания грунта глубина залегания фундамента делается не ниже, чем 1,8 м от уровня земли. В горячих цехах, где нет промерзания грунта, глубина может быть меньше. В большинстве случаев фундаменты выполняются бетонными или железобетонными.

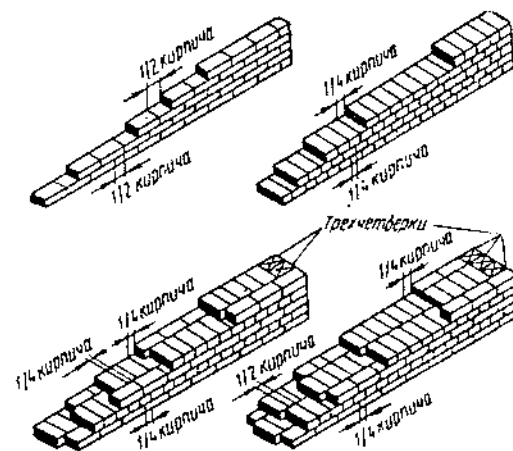


Рис. 45. Кладка стен печей

Стены печей выкладываются с таким расчетом, чтобы обеспечить сравнительно небольшие потери тепла в окружающую среду при малом расходе материалов и нужную строительную прочность печи. Толщину кладки можно определить расчетом, задаваясь максимальной температурой наружной поверхности, например $80\text{--}100^\circ$ для камерных печей. Оптимальная толщина кладки различных конструкций печей устанавливается практикой эксплуатации существующих печей и при проектировании обычно принимается по данным работы существующих печей.

Толщина кладки стен и свода принимается в соответствии с размерами кирпича (рис. 45). Нормальный огнеупорный кирпич имеет размеры $230 \times 113 \times 65 \text{ мм}$, красный строительный кирпич — $250 \times 120 \times 65 \text{ мм}$. Толщина кладки в полтора кирпича будет равна $230 + 113 + 2 = 345 \text{ мм}$ или $230 + 5 + 120 = 355 \text{ мм}$, где 2 и 5 мм —

толщина шва. Кладка в три кирпича составит $230+5+230+5+250=720$ мм или $113+7+230+5+120+5+250=730$ мм.

На чертежах печей следует указывать не произвольную толщину кладки, а по размерам кирпичей с учетом швов. Толщина

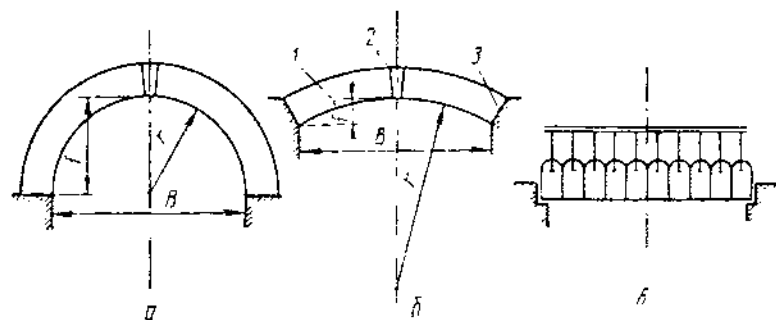


Рис. 46. Формы свода:

а — полуциркулярный; б — арочный; в — плоский (подвесной); 1 — скрепа; 2 — замок; 3 — пята свода

последних зависит от категории кладки. Различают следующие категории кладки: особо тщательную с максимальной толщиной швов до 1 мм, тщательную с толщиной швов до 2 мм, обыкновенную — до 3 мм и грубую — более 3 мм. Для уплотнения швов, образующихся при кладке, применяют специальные растворы или порошки.

Для компенсации температурных расширений в кладке стен и свода при разогреве печи оставляют температурные швы, которые на чертежах печей в вертикальной и горизонтальной проекциях имеют вид ломаной зигзагообразной линии. В среднем на каждый погонный метр кладки в зависимости от вида огнеупоров требуется следующая ширина температурного шва, мм:

шамотный кирпич	5—6
талькоый >	8—10
динасовый >	12—15
магнезитовый >	18—20

Температурные швы в стенах по длине печи делаются через каждые 2—5 м, в своде — через 3—7 м.

Своды печей представляют наиболее ответственную часть кладки и выполняются по категории тщательной кладки со швом до 2 мм. По конструкции своды бывают арочными (лучковыми), полуциркулярными и плоскими (рис. 46). Плоский подвесной свод набирают из отдельных фасонных огнеупорных изделий и подвешивают на горизонтальные балки, расположенные над печью. В отдельных случаях подвешивается каждый кирпич свода, в других — блоки из нескольких кирпичей (рис. 47 и 48).

Наибольшее распространение в промышленных печах получил арочный свод. Нормальный арочный свод выполняется с центральным углом $\alpha=60^\circ$ (см. рис. 46). Радиус этого свода

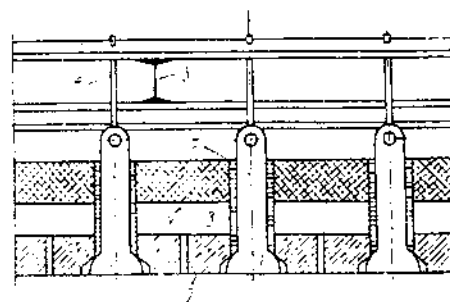


Рис. 47. Подвесной свод туннельной печи:

1 — корундовые подвески; 2 — динасовые плиты; 3 — динасовый легковес; 4 — трехлучный кирпич; 5 — балка для подвески свода; 6 — стальные подвески; 7 — засыпка

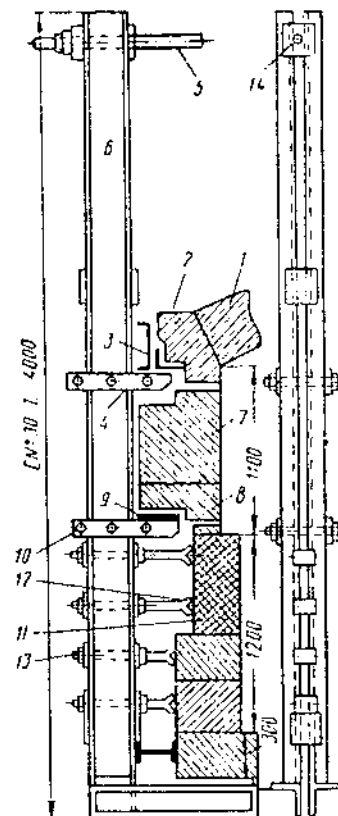


Рис. 48. Подвесной свод стекловаренной печи:

1 — свод; 2 — пята; 3 — опора пята; 4 — кронштейн для подвески свода; 5 — связи; 6 — колонна печи; 7 — стена пламенного пространства; 8 — опорный брус стены (зуб); 9 — металлическая опорная плита; 10 — кронштейн для подвески стены; 11 — бруска бассейна; 12 — уголок обвязки бассейна; 13 — упорный болт; 14 — приваренная планка

равен ширине пролета, т. е. $r=B$. В туннельных печах арочный свод выполняется обычно со стрелой

$$f = \frac{1}{7.5} B \text{ или } f = \frac{1}{6} B.$$

Арочный свод опирается на пятовые кирпичи. Под действием собственной массы и распорных усилий арочный свод давит на пятовые кирпичи с силой, которая складывается из двух составляющих — горизонтальной силы A и вертикальной силы Q (рис. 49). Горизонтальная составляющая распорных усилий находится по уравнению

$$A = R \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{Pg}{2} \operatorname{ctg} \frac{\alpha}{2} = \frac{Pg}{2} \chi_n, \quad (294)$$

где P — масса части свода, заключенная между двумя соседними стойками по длине L (см. рис. 49), кг;
 α — находится из табл. 20 в зависимости от угла α :

$$\alpha = \frac{A}{Q}$$

Характеристика арочных сводов дана в табл. 20.

Таблица 20

Отношение	Центральный угол α , град						
	38	45	56	60	74	100	180
f/B	1/12	1/10	1/8	1/7,5	1/6	1/4	1/2
r/B	1,82	1,3	1,06	1,0	0,83	0,625	0,5
$\alpha = A/Q$	2,9	2,4	1,88	1,74	1,32	0,76	0,0

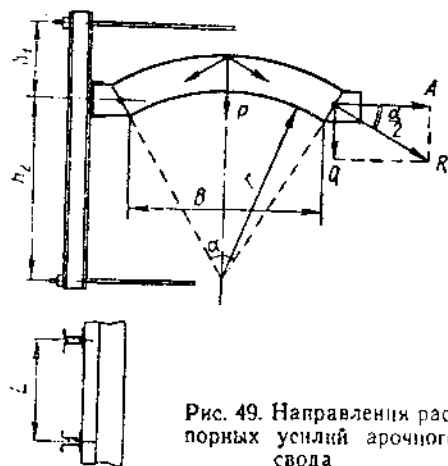


Рис. 49. Направления распорных усилий арочного свода

Сила распора увеличивается с повышением температуры в печи, поэтому величину A необходимо в расчете умножить на коэффициент K .

Величину распорных усилий используют для расчета пятых балок, стоек и связей металлического каркаса печи.

Крепление печи может быть выполнено в виде подвижного каркаса с болтовым соединением и жесткого сварного каркаса.

Температура в печи, град	K
До 900	2,0
1100	2,5
1300	3,0
1500	3,5
1750	4,0

Пример

Рассчитать крепление печи по схеме, представленной на рис. 49, при следующих данных. Температура в печи $t_n = 1200^\circ$. Ширина печи $B = 2088$ мм. Толщина свода: шамотный кирпич — 230 мм и теплоизоляционный — 120 мм. Центральный угол $\alpha = 60^\circ$. Расстояние между стойками $L = 1300$ мм. Расстояние между нейтралом пяты и связями $h_1 = 600$ мм, $h_2 = 1600$ мм.

1. Масса свода по длине между двумя соседними стойками

$$P = L s_{ш} \cdot 2\pi r_{ш,ср} \frac{\pi}{360} \rho_{ш} + L s_{из} \cdot 2\pi r_{из,ср} \frac{\pi}{360} \rho_{из} =$$

$$= 1,3 \cdot 0,23 \cdot 2(2,088 + 0,115) \frac{60}{360} \cdot 1900 + 1,3 \cdot 0,12 \cdot 2(2,088 + 0,290) \times$$

$$\times \frac{60}{360} \cdot 500 = 1504 \text{ кг.}$$

2. Горизонтальная составляющая распорных усилий при $K = 3,0$ по формуле (294)

$$A_f = K \frac{P}{2} g \alpha = 3,0 \frac{1504 \cdot 9,81}{2} \cdot 1,74 = 38400 \text{ н.}$$

3. При расчете пятовой балки считаем, что балка имеет две опоры и работает на изгиб при равномерно распределенной нагрузке. Максимальный изгибающий момент

$$M_{\max} = \frac{A_f L}{8} = \frac{38400 \cdot 130}{8} = 625000 \text{ н} \cdot \text{см.}$$

Момент сопротивления при $\sigma_{доп} = 10000 \text{ н/см}^2$

$$W = \frac{M_{\max}}{\sigma_{доп}} = \frac{625000}{10000} = 62,5 \text{ см}^3,$$

Выбираем пятовую балку из уголка $150 \times 150 \times 12$, имеющего $W_x = 68,6 \text{ см}^3$ или швеллера № 36а, имеющего $W_y = 63,54 \text{ см}^3$.

4. При расчете стоек считаем, что каркас печи должен стоять при условии выхода из строя одной стойки. При этом соседние стойки будут испытывать усилие, в полтора раза большее (при жестком каркасе этого не учитывают). Стойки работают на изгиб

$$M_{\max} = 1,5 \frac{A_f h_1 h_2}{h_1 + h_2} = 1,5 \frac{38400 \cdot 60 \cdot 160}{60 + 160} = 2520000 \text{ н} \cdot \text{см.}$$

Момент сопротивления стойки

$$W = \frac{M_{\max}}{\sigma_{доп}} = \frac{2520000}{10000} = 252 \text{ см}^3.$$

Выбираем в качестве стойки один двутавр № 20б, имеющий $W_x = 250 \text{ см}^3$ или два швеллера № 18а, имеющих $2 W_y = 2 \cdot 141,4 = 282,8 \text{ см}^3$ (при жестком каркасе получим стойки из двутавра № 18 или из двух швеллеров № 16а).

5. Расчет поперечных связей на растяжение.

Усилия, действующие на верхнюю связь,

$$A_1 = \frac{1,5 A_f h_2}{h_1 + h_2} = \frac{1,5 \cdot 38400 \cdot 160}{60 + 160} = 41800 \text{ н.}$$

* Размещение стоек выполняется при проектировании печи совместно с размещением гарнитуры, дилетов и т. п. Конструкция стоек и пятых балок выбирается на основании расчета.

Площадь поперечного сечения связей при $\sigma_{доп} = 8500 \text{ н/см}^2$

$$f_1 = \frac{41'800}{8500} = 4,92 \text{ см}^2.$$

Диаметр круглой связи

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,92}{\pi}} = 2,5 \text{ см или } d_1 = 25 \text{ мм.}$$

Для нижней связи

$$A_2 = \frac{1,5 \cdot 38\,400 \cdot 60}{60 + 160} = 15\,700 \text{ н; } f_2 = \frac{15\,700}{8500} = 1,85 \text{ см}^2, \text{ принимаем } d_2 = 16 \text{ мм.}$$

При установке жесткого каркаса нижние связи отсутствуют, так как стойки заделываются в бетонный армированный фундамент.

Глава VIII

ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ СУШИЛ

§ 1. Выбор конструкции сушил

Сушка представляет собой тепловую обработку материалов с целью удаления из них влаги путем испарения (на испарение 1 кг воды затрачивается 2500 кдж). Испарение влаги из материала может происходить при условии, когда окружающая среда не насыщена влагой и способна воспринять водяные пары от поверхности материала. Следовательно, при сушке необходимо, чтобы концентрация (парциальное давление) водяного пара непосредственно у поверхности влажного материала ($p_{пов}$) была больше, чем концентрация водяных паров в окружающей газовой среде ($p_{газ}$). Если $p_{газ} > p_{пов}$, то будет увлажнение материала, сопровождающееся конденсацией влаги из окружающей среды на его поверхности.

Интенсивность сушки будет тем выше, чем больше разность парциальных давлений пара на поверхности материала и окружающей среды и больше приток тепла к поверхности материала. При проектировании сушильных установок всегда ставится задача повышения интенсивности процесса сушки за счет совершенствования конструкции сушила и применения новых методов и режимов сушки.

По технологическим требованиям производства сушила должны обеспечить заданную производительность, возможную гибкость регулирования процесса и соблюдения оптимального режима сушки, чтобы получить наилучшее качество сушеного материала при наименьших затратах. При этом большое значение имеет равномерность сушки материалов или изделий по всему объему рабочего пространства сушил.

При выборе конструкций сушильных устройств необходимо учитывать экономичность их работы по таким показателям, как удельный расход тепла на 1 кг испаренной влаги, удельный расход электроэнергии, стоимость установки и расход материала на 1 т сушеного материала.

В современных условиях непрерывного технического прогресса и совершенствования технологических процессов особое зна-

чение приобретает автоматизация производства и полная механизация сушил, а в отдельных случаях совмещение их с другими агрегатами, в частности с печами для обжига или с размольными установками. Последнее сокращает цикл производства, исключает часть транспортных устройств и оборудования и создает наиболее благоприятные условия для осуществления автоматизации производства.

Применяемые в промышленности сушила можно классифицировать по ряду конструктивных, технологических и других признаков. По виду обрабатываемого материала они разделяются на сушила для сушки изделий и сушки сыпучих и кусковых материалов. По конструкции сушильного пространства — туннельные, шахтные, барабанные, камерные. По способу подачи и перемещения материала — распылительные, конвейерные, пневматические, размольно-сушильные. По схеме движения материала и сушильного агента — противоточные, прямоточные, с рециркуляцией и другие.

Сушка изделий

Штучные формованные изделия (кирпич, плитки, трубы и др.) сушат в камерных, туннельных и конвейерных сушилах. Обычно это конвективные или радиационно-конвективные сушила, в которых сушильным агрегатом служит горячий воздух или дымовые газы. К наиболее прогрессивным конструкциям с механизированным непрерывным перемещением изделий относятся туннельные и конвейерные сушила.

Так как сформованные керамические и огнеупорные изделия после сушки подвергаются обжигу, то следует считать наиболее эффективной конструкцией совмещение сушила с печью. Для туннельных сушил это выполняется при обжиге огнеупорных изделий таким образом, что сушило устраивают в одну линию с печью и садку изделий производят на печные вагонетки, которые последовательно проходят сушило и печь. Работа туннельных сушил в большой степени зависит от способа садки изделий на вагонетки и способа подвода и отвода сушильного агента, обеспечивающих равномерное его движение у поверхности каждого изделия в процессе сушки. При этом скорость движения газов по каналам садки изделий составляет от 2 до 5 м/сек. а расход сушильного агента — 80—100 кг/кг исп. вл. (при сушке керамических изделий). Для увеличения скорости движения сушильного агента, а также для создания более мягкого режима сушки применяют рециркуляцию отработанных газов.

Необходимо учитывать, что садка влажного сырья на вагонетки ограничивается нагрузкой на нижние слои изделий. Чем выше влажность сырья, тем меньшую нагрузку на 1 см² сырец

выдерживает. Поэтому для сушки сырья применяют специальные полочные вагонетки (с деревянными, керамическими или металлическими полками) (рис. 50). В этом случае туннельное сушило, обычно состоящее из нескольких туннелей, представляет собой самостоятельный агрегат (рис. 51). Бесполочная сушка керамических изделий возможна при снижении их формовочной влажности и применения глубокого вакуумирования (93—96 кн/м²).

В конвейерных сушилах сырец укладывается на конвейер в один или два ряда по высоте, поэтому влажность сырья не оказывает особого влияния на способ садки. Конвейерные сушила (рис. 52) позволяют более просто, чем туннельные, транспортировать изделия от места формовки к сушилам, а от последних к печам, а также позволяют осуществить в отдельных случаях безперегрузочную подачу высушенного сырья в конвейерную печь для обжига (соединение в один агрегат конвейерного сушила с конвейерной печью). Такие изделия, как канализационные трубы, проходят конвейерные сушила на специальных тележках в вертикально подвешенном состоянии. Конвейерные сушила удобны для применения радиационно-конвективной сушки изделий. Радиационная сушка является весьма эффективной в сочетании с конвективной, причем наилучшие результаты дает прерывистая

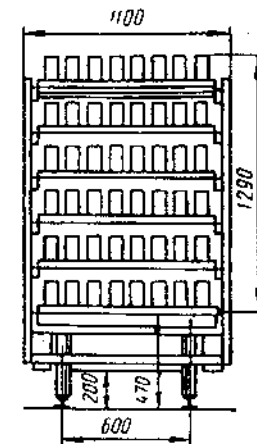


Рис. 50. Полочная вагонетка туннельного сушила

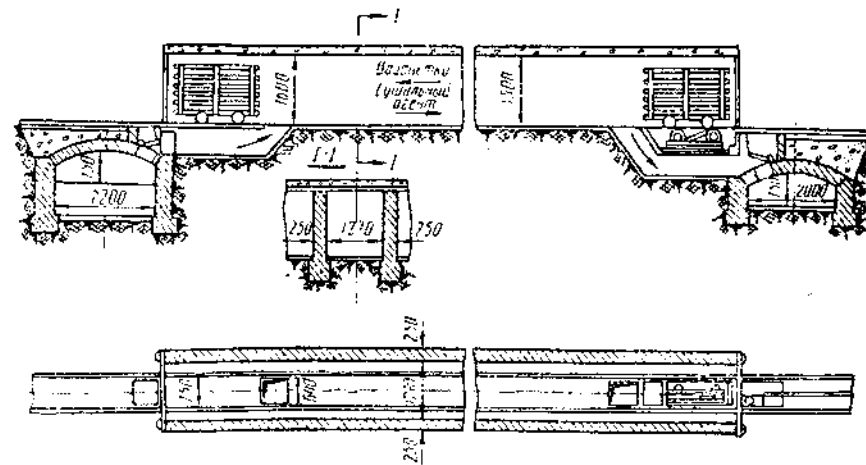


Рис. 51. Туннельное сушило со сосредоточенным подводом и отводом сушильного агента (полочные вагонетки)

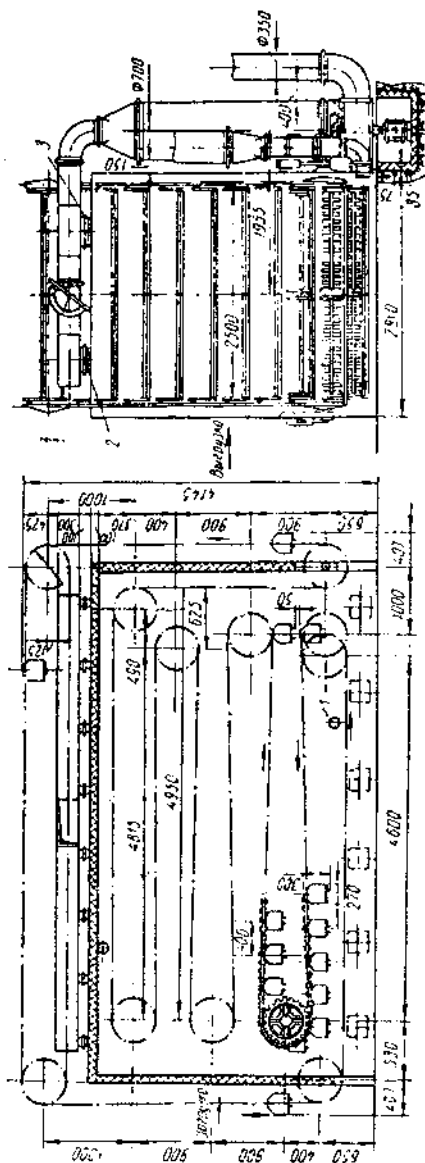


Рис. 52. Конвейерное сушило с горизонтальным направлением движения цепи:
1 — термометр сопротивления; 2 — задвижка; 3 — заслонка

радиация с помощью электроизлучателей, позволяющая экономить электроэнергию и создавать большой градиент влажности внутри материала. Сушка инфракрасными лучами тонкостенных изделий позволяет в 3—4 раза уменьшить продолжительность сушки по сравнению с конвективной, а при сочетании радиационной сушки с конвективной можно сократить сроки сушки керамических изделий в конвейерных сушилках в 10 раз.

Для сушки листовых изделий (гипсовая штукатурка и др.) применяют высокомеханизированные туннельные сушилки с роликовыми транспортерами, перемещающими листы со скоростью 0,9—1,4 м/мин. При сушке листовых изделий особое внимание обращается на равномерность сушки во избежание их коробления и на точность регулирования температуры, влажности и скорости движения сушильного агрегата. Листовые изделия отличаются относительно малой толщиной и большой поверхностью испарения, поэтому требуется обеспечить равномерный подвод тепла и сушильного агента по всей ширине и длине туннеля. Наиболее пригодны здесь многоярусные конвективные сушилки или радиационно-конвективные сушилки, работающие со скоростью движения сушильного агента в живом сечении 3—4 м/сек. При этом расход горячего воздуха составляет до 20 кг/кг исп. вл. Подача воздуха в сушилку осуществляется с помощью сопловых распределительных коробок. Равномерное движение воздуха внутри туннеля достигается тем, что сушилку разделено на три зоны и в каждой зоне применяется рециркуляция газов с самостоятельным внешним (калориферным) и внутренним (радиаторным) подогревом: в первой зоне противоточное движение сушильного агента, во второй и третьей — прямоточное.

Сушка сыпучих материалов

Для сушки мелкокусковых, сыпучих материалов и порошков применяются различные конструкции сушил непрерывного действия, например барабанные, пневматические и распылительные.

Барабанные сушила (рис. 53) получили распространение в силикатной промышленности для сушки сыпучих и мелкокусковых материалов размером кусков до 50 мм. Барабан сушила имеет длину 4—30 м и диаметр 0,1—3,2 м, установлен под углом 4—6° к горизонту и вращается со скоростью 0,5—8 об/мин. Техническая характеристика ячеяковых сушильных барабанов приводится в табл. 21. Характеристика сушильных барабанов, изготовленных в ГДР, приводится в приложении 33.

Движение материалов и топочных газов внутри сушила может быть прямоточным и противоточным. Последнее обуславливается рядом факторов. Если требуется глубокое высушивание материала или когда материал не выдерживает высокой температуры в

первый период сушки и может быть нагрет до более высокой температуры в конце сушки, схема движения может быть противоточной. Противоток применяется при сушке песка, известняка и др. Однако в большинстве случаев находит применение

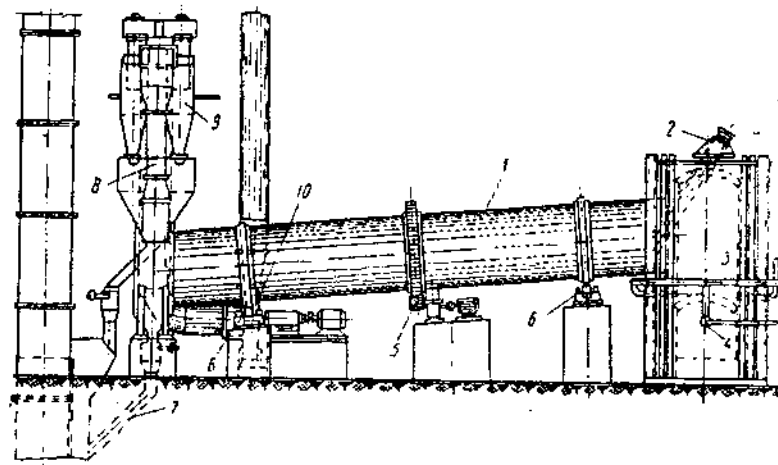


Рис. 53. Сушильный барабан:

1 — стальной барабан; 2 — тетка для загрузки сырого материала; 3 — топочная камера; 4 — форсунка; 5 — привод барабана; 6 — опорные ролики; 7 — тетка разгрузочной камеры; 8 — труба для отвода отработанного теплоносителя; 9 — группа циклонов; 10 — дымосос

прямоточная схема движения. Прямоток обеспечивает меньшее пыление и унос; влажные и пластичные материалы легче отдают начальную влагу и быстро приобретают необходимую сыпучесть. Сушка глин, недопускающих потерю пластичности вследствие перегрева, производится в сушильных барабанах при прямотоке.

Таблица 21

Техническая характеристика ячейковых сушильных барабанов

Показатели	Номера барабанов					
	1	2	3	4	5	6
Диаметр внутренний D , м	1,5	1,8	2,2	2,2	2,8	2,8
Длина L , м	8,0	12,0	12,0	14,0	12,0	14,0
Объем барабана V , м ³	14,2	30,5	45,5	53,2	74,0	86,2
Отношение L/D	5,3	6,7	5,5	6,4	4,3	5,0
Число ячеек n	25	28	28	28	51	51
Толщина стенок барабана (без изоляции) s , мм	10	12	14	14	14	14
Общий вес барабана G , т	13,6	24	42	45,7	65,0	70,0
Мощность привода N , кВт	6,0	10	19,5	15	20	25

При этом допускается высокая начальная температура газов, входящих в барабан (до 900°), но материал при сушке сильно не нагревается. Обычно при температуре отходящих из барабана газов 110—120° материал выходит с температурой 70—80°. Ско-

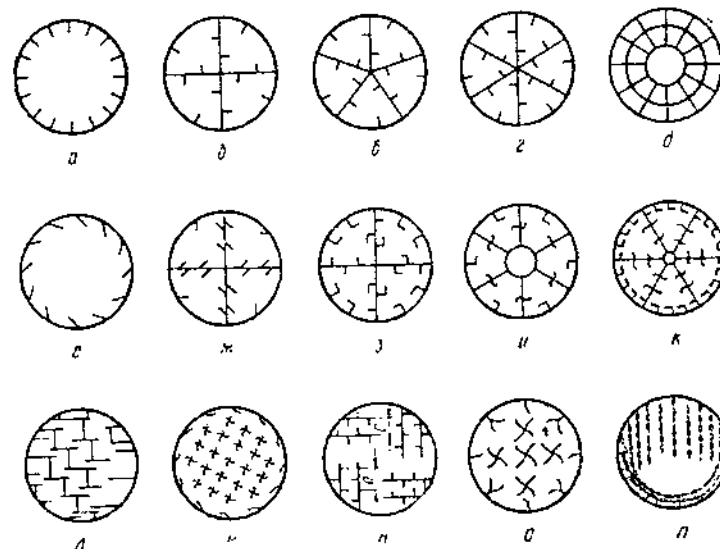


Рис. 54. Внутренние устройства (насадки) барабанных сушилок:

а, е — подъемно-лопастная система; б, в, г, ж, з, и, к, о — секторная система; л, м, н — распределительная система, состоящая из отдельных сообщающихся ячеек; п — цепочная система, в которой ячейки не сообщаются между собой; л — цепная система

рость движения газов в барабане не превышает 2,5—3 м/сек во избежание чрезмерного пылеуноса.

Внутренняя полость барабана в целях улучшения процессов теплообмена и сушки заполняется различными насадками или разделяется на ячейки (рис. 54). При сушке крупнокусковых материалов, склонных к налипанию внутри, на стенках барабана устанавливают продольные лопасти (подъемно-лопастная система). При сушке мелкокусковых материалов по всему сечению барабана устанавливают полки, обеспечивающие надежное перемешивание материала (распределительная система). Для очень мелкого материала, склонного к пылению, применяют закрытую ячейковую систему внутренних устройств, в которой материал только переваливается при вращении барабана при небольшой высоте падения. Ячейки не сообщаются между собой.

Для повышения равномерности сушки материала, производительности барабана и частичного совмещения сушки и размола применяют навеску цепей, которые заменяют некоторую часть внутренних перегородок по длине барабана. При вращении ба-

рабана цепи разбивают крупные куски глины, но при этом повышается вынос пыли газовым потоком. Степень заполнения барабана материалом колеблется в пределах от 0,05 до 0,20. Наибольшая степень заполнения достигается в сушильных барабанах с ячеевым внутренним устройством.

Пневматические сушила (рис. 55), представляющие собой сушильные трубы диаметром до 1,0 м, служат для сушки мелкокусковых материалов размером не более 20 мм. В них материал

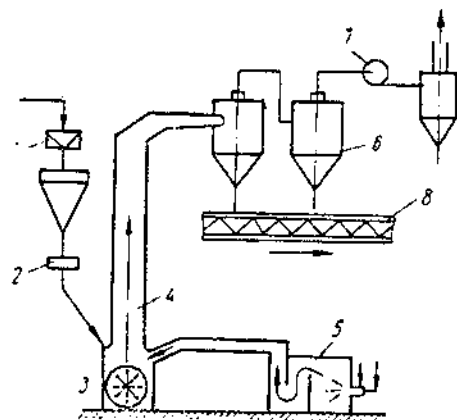


Рис. 55. Схема пневматической сушильной установки:

1 — дробилка; 2 — питатель; 3 — мельница; 4 — сушильная труба; 5 — топочное устройство; 6 — циклон; 7 — вентилятор; 8 — транспортер

подвергается сушке во взвешенном состоянии. Интенсивность сушки мелкозернистых материалов во взвешенном состоянии характеризуется высокой напряженностью объема сушильного пространства (влагодеем в сушильных трубах составляет 300—350 кг/м³·ч). Сушка производится дымовыми газами, которые поступают в трубу-сушило с температурой 300—800° и движутся по ней со скоростью 10—35 м/сек, увлекая за собой сушимый материал. Благодаря хорошему перемешиванию материала в газовом потоке и большой поверхности испарения материал высушивается во время перемещения по трубе в течение 1,5—2,5 сек. Перед подачей материала в сушило материал размалывается до расчетного размера в барабанной, молотковой или другой мельнице. При совмещении помола и сушки горячие газы подаются непосредственно в мельницу. При этом интенсивность сушки повышается за счет непрерывного разрушения подсыхающих поверхностных слоев материала при помоле и дополнительного прогрета материала за счет превращения механической работы дробящих молотков или шаров в тепло (80% энергии привода превращается в тепловую). В отдельных случаях сушка материалов, совмещенная с размолом, может проходить до заданной конечной влажности непосредственно в мельнице. Тогда сушильная труба может отсутствовать. Установки совмещенного помола и сушки могут быть полностью автоматизированы. В них можно сушить глину с карьерной влажностью (до 30%) и получить высушенный порошок с небольшой влажностью и с необходимой величиной зерен [32].

Экспериментальные данные по пневматической сушке материалов (приложение 34) показывают, что пневмосушила тем экономичнее, чем мельче частицы материала и чем больше они содержат свободной влаги. Целесообразно для сушки материалов в трубах иметь размер частиц не более 10 мм, начальную температуру газов не ниже 600°, конечную 100—150°, концентрацию материала 0,5—1,5 кг/кг газ. Сушку выгодно вести при скоростях газа, незначительно превышающих скорость вращения частиц [43]. К недостаткам пневматических сушил относятся большой расход электроэнергии для получения необходимой скорости движения газов, большой износ газопроводов, особенно в местах поворота движущегося с газами материала, а также громоздкость газоочистительных пылеулавливающих устройств.

Для сушки более крупных зернистых и кусковых материалов с целью получения более высокой степени сушки во взвешенном состоянии применяют аэрофонтанные сушилки и сушилки с вихревым потоком [43], в которых происходит интенсивная циркуляция сушеного материала в газовом потоке. Начинают также применять сушилки с кипящим слоем. Эти сушилки отличаются тем, что материал подается в цилиндрическую камеру большого сечения, оканчивающуюся коническим дном, соединенным с вертикальной трубой сравнительно небольшого диаметра. Горячие газы проходят по трубе с большой скоростью (15—20 м/сек) навстречу материалу, затем попадают в коническую часть, где скорость движения их уменьшается до 4—5 м/сек. Внизу под сушилом может быть установлена дробилка для измельчения крупных кусков, падающих вниз, и повторной подачи через питатель в сушило.

В кипящем слое конической части камеры сушка продолжается 10—20 сек вместо 1,5—2,5 сек при сушке во взвешенном состоянии. Более мелкие частицы (размером до 1,0 мм) выносятся газовым потоком из сушилки; более крупные (1,0—2,0 мм) циркулируют в конической части сушилки и удаляются через целевое отверстие сбоку камеры (рис. 56). Благодаря интенсивному теплообмену в кипящем слое при сушке материала допускается высокая температура сушильного агента.

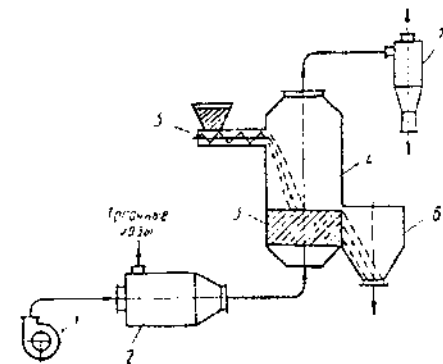


Рис. 56. Схема сушильной установки с кипящим слоем:

1 — вентилятор; 2 — смеситель; 3 — кипящий слой материала; 4 — сушильная камера; 5 — лоток для подачи материала; 6 — разгрузочная камера; 7 — сепаратор

Распылительные сушилки применяются для получения тонкодисперсного однородного порошка, например, в производстве керамических плиток. При этом молотое сырье предварительно

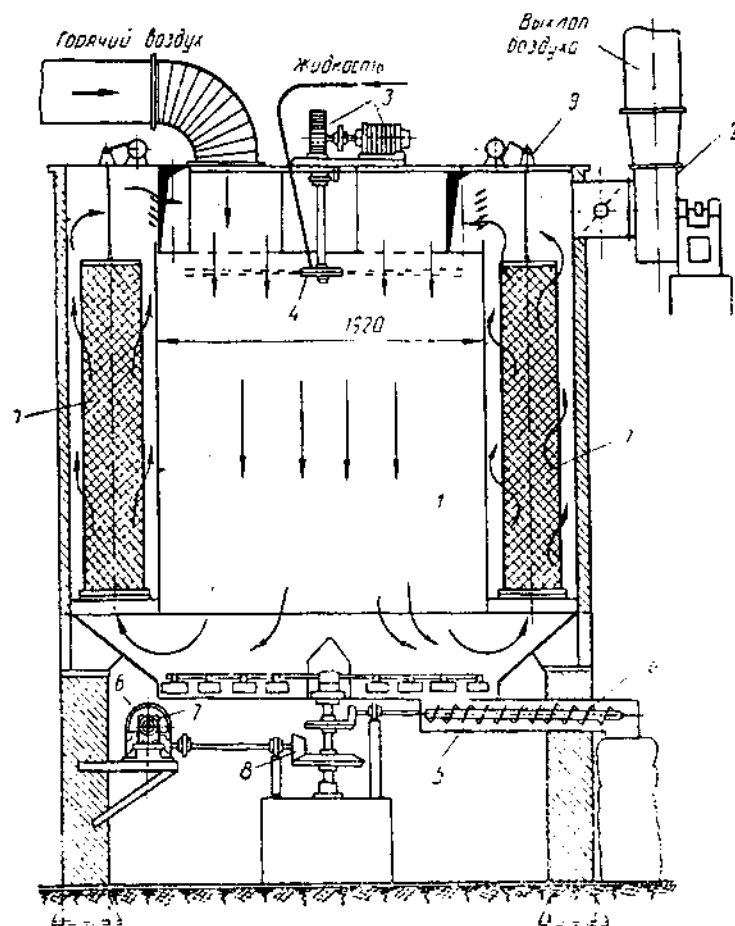


Рис. 57. Распылительное сушило:

1 — сушильная камера, 2 — вентилятор, 3 — электродвигатель с редуктором; 4 — распыливающий диск; 5, 6 — разгрузочный шнек; 7 — рукавный фильтр, 8 — привод скребков и шнека, 9 — механизм для встряхивания рукавных фильтров

смешивают с водой, получая шликер, который после пропеживания подают в распылительные сушилки. Последние (рис. 57) представляют собой шахтную конструкцию — башню с отношением высоты к диаметру 1,1—1,2. Шликер распыливается вверх башни центробежным способом за счет вращающихся дисков со скоростью 5000—20 000 об/мин. Сушильный агент также подает-

ся сверху (прямоток). Распыленный шликер до размера капель 0,5—1,0 мм обладает очень большой поверхностью, поэтому сушка происходит за 2—5 сек. Высушенный порошок удаляется с

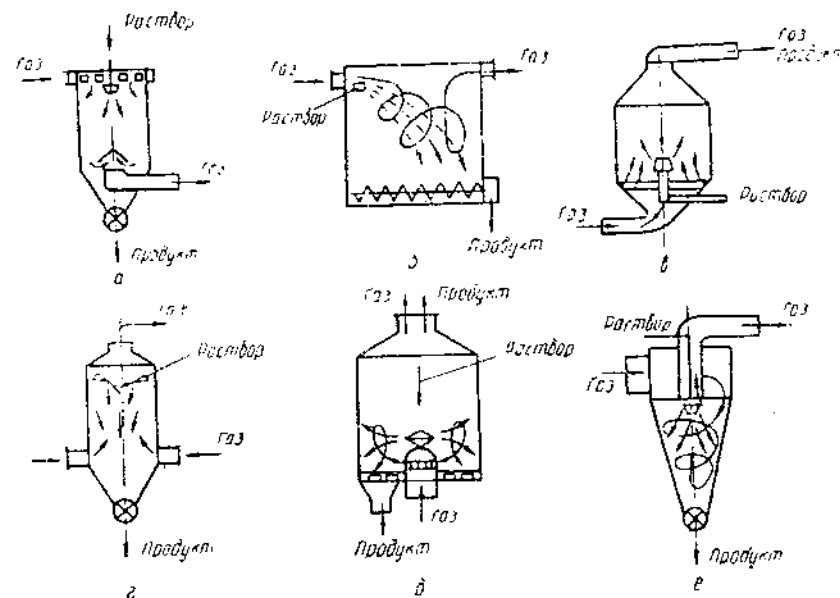


Рис. 58. Схемы работы распылительных сушилок:
а, б, в — параллельный ток; г — противоток; д, е — смешанный ток

пода башни вращающимися скребками и шнеком, а вынесенная газом часть материала улавливается фильтрующими устройствами. Схема работы сушильных камер при сушке распылением растворов приводится на рис. 58.

§ 2. Выбор параметров сушильного агента

Для расчета и проектирования сушильной установки необходимо иметь следующие данные: вид и физико-химические свойства сушеного материала, начальная и конечная влажность, кривая скорости сушки и максимально допустимая температура нагрева этого материала. Для каждого вида материала или изделий существует оптимальный режим сушки, при котором сушильная установка обеспечивает заданную производительность с наименьшим удельным расходом теплоносителя и удельным расходом тепла при наименьшем выходе брака в процессе сушки. В каждом отдельном случае режим сушки находится в зависимости от конструкции сушилки и вида сушеного материала или изделия. При этом большое значение придается конструктивным возможностям сушилки легко и плавно поддерживать постоян-

во характеристик теплоносителя по сечению сушильного пространства или изменения их по длине сушила с целью установления оптимального режима или изменения скорости сушки. Для сушилки изделий начальная и конечная температуры теплоносителя для туннельных сушил и конечная относительная влажность сушильного агента приводятся в табл. 22; примерные значения начальной и конечной влажности сушимых изделий — в табл. 23, основные параметры при сушке материалов — в табл. 24. Для изделий пластичного прессования, дающих усадку, необходимо поддерживать низкие температуры уходящих из сушила газов при высокой относительной влажности (выше 75%). При сушке неомотных изделий полусухого прессования и магнезиальных изделий температура уходящих газов из сушила не имеет особого значения. Однако в любом случае недопустима конденсация влаги на изделия. Не рекомендуется иметь $\varphi_{\text{кон}} > 95\%$, иначе нужно увеличить продолжительность сушки. Для изделий полусухого прессования допускается более высокая температура $t_{\text{в}}$ теплоносителя при входе в сушило. Для магнезиальных огнеупоров, вследствие их химической активности, рекомендуется температура теплоносителя не выше 140°.

Таблица 22

Температуры и относительная влажность теплоносителя при сушке изделий

Наименование изделий	Температура, град		Конечная относительная влажность, %
	начальная	конечная	
Шамотные изделия пластического формования:			
нормальные	110—140	35—40	75—90
фасонные	100—120	30—35	80—95
Шамотные изделия полусухого прессования:			
нормальные	150—200	35—40	Не более 90
фасонные	120—150	35—40	90
Шамотные изделия пневматического прессования фасонные	120—150	35—40	90
Магнезиальные изделия фасонные	150—200	35—40	90
Динасовые изделия нормальные	150—200	40—50	90
Магнезиальные изделия (магнезит, хромомагнезит, доломит):			
нормальные	80—120	40—50	90
фасонные	80—120	40—50	90
Красный строительный кирпич нормальный	60—120	25—30	85—90
Плитки облицовочные для полов	100—120	40—50	60
Санитарно-строительный фаянс (до сушка)	—	30—50	20—80
Канализационные трубы	120—110	35—55	40—75
Керамические блоки	70—120	21—32	88—95
Глиняные блоки	120	40—50	85—90

Начальная (ω_n) и конечная (ω_k) влажности изделий при сушке [42]

Наименование изделий	ω_n , %	ω_k , %
Красный строительный кирпич	18—20	5—6
Канализационные трубы	15—17	1—3
Шамотные изделия пластического формования	17—18	5—6
Фарфоровые изделия	23—24	2—3
Электротехнический фарфор	17—18	1—1,5
Плитки облицовочные	8—9	0,5—0,9
Плитки для полов	10—11	1,5—2
Шамотные изделия полусухого прессования	9—10	2—3
Санитарно-техническая керамика	16	1,0
Динасовые изделия	6,5—7	1,5—2,0
Керамические блоки	18—19	5—6
Магнезиальные изделия	2,7—3	0,15
Глиняные блоки	35	6
Фаянсовые изделия (до сушка)	7—12	0,8—1

Необходимо учитывать, что высокая начальная влажность газов или воздуха может быть причиной неудовлетворительной работы сушилки. Поэтому не всегда целесообразно использовать для сушки изделий отходящие из печей газы без разбавления их атмосферным воздухом. При сушке сыпучих и кусковых материалов параметры сушильного агента определяются конструкцией сушилки, видом сушимого материала, направлением газового потока, интенсивностью перемещения материала и другими факторами. При сушке материалов в сушильных барабанах температура теплоносителя при входе в барабан колеблется от 450 до 900°. Более низкие температуры газов при входе в барабан принимаются при сушке древесных опилок и бурых углей. Температура отходящих газов находится в пределах 70—120° (реже 150—180°). Для пневматических сушилок начальная температура газов обычно равна 300—800°, конечная 70—110°. При совмещенном помоле и сушке глины оптимальная температура газов на входе в мельницу ШМА для получения поронки с влажностью 8—10% составляет 140—160°.

§ 3. Продолжительность сушки

В действующих сушилах продолжительность сушки материалов и изделий определяется опытным путем и зависит от начальной и конечной влажности материала, температурного режима, влажности теплоносителя, плотности закладки, а также от вида материала и изделий. Сушка сложных фасонных изделий требует большей продолжительности. Опыты научно-исследовательских институтов показывают, что срок сушки керамических

Основные параметры сушки материалов применительно к сушильным барабанам [6]

Наименование материала	Плотность исходная, кг/м ³	Влажность, %		Температура газов, град		Площадь м ² , м ² ·ч	Рекомендуемый тип насадки барабана
		исх	кон	t _н	t _к		
Глина	1800	20—25	4—6	600—800	80—100	50—60	Лопастная
Глина огнеупорная	1800	20—25	0,5—1	750—850	100—110	40	Ячейковая
Опилки	—	8—10	0,5—1	800—1000	70—80	60	Лопастная
Известняк	2500	30—40	10—15	300—400	80—100	20—30	•
Инфузорная земля	2000	10—12	0,5—1	800—1000	100—120	40—65	Ячейковая или лопастная
Каолин	—	40	15	600	120	50—60	Лопастная
Песок	1500	20—30	0,5—2	800—1000	60—100	30—45	•
Сланец	1500	5—10	0,1—0,3	800—1000	80—100	80—100	Ячейковая
Торф	—	25—30	5—10	500—600	80—100	40—65	Лопастная
Бурий уголь	300	40—50	15—20	400—450	80—100	70—80	•
Шлак гранулирован- ный	—	30	10—15	400—500	60—150	60—100	•
		20	0,3	500—600	80—100	25—50	Ячейковая

изделий возможно сократить до 4—6 ч, а облицовочных фасонных плит — до 15 мин. Тонкостенные, несложные по конфигурации изделия выдерживают очень высокую интенсивность сушки, особенно с применением инфракрасных лучей. Некоторые практические данные продолжительности сушки изделий в туннельных сушилках даны в табл. 25 [11, 21].

Таблица 25

Продолжительность сушки изделий в туннельных сушилках

Наименование изделий	Начальная влажность, %	Время сушки, ч
Шамотные, пластического формирования:		
нормальный кирпич	17—18	18—20
простой фаянс	18—19	24—36
сложный фаянс	18—19	42—110
Динасовые:		
нормальный кирпич	6	6
простой фаянс	8	8
сложный фаянс	8	16—36
Магнетитовые:		
нормальный кирпич	2,5—3	12—20
безобжиговый	3	35
Канализационные трубы	17	18—19
Керамические плитки для полов	8	12—14
Санитарно-техническая керамика:		
унитазы	16	36
умывальники	16	24
Керамические блоки:		
ускоренный режим	18—19	18
обычный режим	18—19	36

Продолжительность сушки керамических плиток в конвейерных сушилках составляет 11—12 ч (Кучинский завод), а в радиационных сушилках 15—17 мин (Харьковский завод). Продолжительность сушки керамических канализационных труб в конвейерных сушилках составляет: трубы диаметром менее 400 мм — 24 ч, а трубы диаметром более 400 мм — 36 ч. Сроки сушки сыпучих материалов исчисляются минутами и секундами. Если сушка глины в сушильных барабанах продолжается 20—30 мин, то при совмещенных помоле и сушке с измельчением материала до 1—2 мм сушка длится 1—2 сек. В пневматических сушилках продолжительность сушки составляет 1,5—2,5 сек, при сушке в кипящем слое — 10—20 сек.

Скорость сушки. Под скоростью сушки понимается количество влаги, удаленной из материала в единицу времени с 1 м² поверхности испарения (кг/м²·ч). Средняя скорость сушки за период времени τ (ч) при поверхности испарения F (м²) и количестве испаренной воды w (кг) составляет:

$$v_{\text{ср}} = \frac{w}{F\tau} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}. \quad (295)$$

Значения коэффициента теплопроводности глины [42]

Наименование материала	t , град	K_{ρ_0} , кг/м·ч	Примечание
Часоваярская глина	60	0,075	По данным П. В. Соколова
»	60	0,013	То же
Николаевская глина	60	0,064	»
»	60	0,04	»
Катуаровская фаянсовая масса для плиток	60	0,06	»
То же	60	0,03	»
Фаянсовая масса КЭЗ	60	0,05	»
Новобахмутская глина	20	0,033	По данным П. И. Беренштейн
»	40	0,078	То же
»	60	0,158	»
Однцовская глина	20	0,017	»
»	40	0,041	»
»	60	0,079	»
Гороблагодатская глина	20	0,009	»
»	40	0,01	»
»	60	0,04	»
Спандыловская глина	40	0,068	»

Таблица 27

Значения $\Delta w_{\max}$ для некоторых глин [42]

Наименование глин	w_n , %	$\Delta w_{\max}$, %	Примечание
Спандыловская кирпичная	25	12,0	По данным А. Ф. Чижского
»	30	9,0	
Полтавская	25	4,5	То же
»	30	3,6	
Бескудниковская	14	1,3	По данным А. В. Лыкова
»	20	3,0	

начальной влажности w_n до конечной w_k можно приближенно определить по формуле [42]

$$\tau \approx 0,91s \frac{w_n - w_k}{v_{\max}} \text{ ч}, \quad (298)$$

где s — толщина пластины, м.

Величина $v_{\text{ср}}$, называемая также интенсивностью сушки, при конвективной сушке тонкостенных изделий достигает $0,4 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$, а при радиационной — $3,25 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$. Скорость сушки в отдельные периоды времени значительно изменяется в зависимости от изменения влажности, температуры, физических свойств материала и сушильного агента.

Оптимальная средняя скорость сушки материалов и изделий определяется практическим путем на основании производственных и лабораторных исследований или может быть рассчитана для изделий простой формы (пластина, цилиндр, шар) по методике, разработанной Н. Н. Доброхотовым и А. Ф. Чижским [42]. При этом, критерием возникновения напряжений в изделии при его сушке служит допустимый перепад влажности по толщине изделия.

Максимально допустимая скорость $v_{\max}$ сушки пластины толщиной s в период постоянной скорости между начальной влажностью w_n и критической $w_{\text{кр}}$ при условии равномерной сушки по всей поверхности определяется по формуле [42].

$$v_{\max} = 0,04K_{\rho_0} \frac{\Delta w_{\max}}{s} \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (296)$$

где K — коэффициент теплопроводности массы (табл. 26), $\text{м}^2/\text{ч}$;

ρ_0 — плотность абсолютно сухой глины; $\rho_0 = 1600 - 1800 \text{ кг/м}^3$;

$\Delta w_{\max}$ — допустимый перепад влажности по толщине изделия между серединой и поверхностью, % (значения $\Delta w_{\max}$ для некоторых глин приводятся в табл. 27);

s — толщина изделия, м.

Зная величину $v_{\max}$, можно определить относительную влажность сушильного агента и его температуру по формуле [42]

$$v_{\max} = 0,112\beta_p (p_n - p_c) \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}, \quad (297)$$

где $v_{\max}$ — скорость сушильного агента, находящаяся в пределах от 1,8 до 3,0 м/сек;

β_p — коэффициент массообмена; по данным ВТИ $\beta_p = 0,00168 + 0,00128 v$, 1/ч;

$p_n - p_c$ — парциальные давления насыщенного пара при температуре поверхности t_n (35—45°) и среды, н/м².

По уравнению (297) можно найти p_c , а затем с помощью $I-d$ -диаграммы по t_n , как температуре мокрого термометра, и p_c находят параметры сушильного агента t_c и ϕ_c для первого периода (постоянной скорости) сушки.

Минимально допустимую продолжительность сушки от на-

Значения $v_{\max}$ можно также найти по формуле

$$v_{\max} = \frac{0,091}{(K_c^3 + 1)s} \quad (299)$$

где A — коэффициент, зависящий от температуры поверхности изделия (табл. 28) [42];

K_c — коэффициент чувствительности глины к сушке (табл. 29).

Таблица 28

Значения поправочного коэффициента A в зависимости от t_n

t_n , град	60	55	50	45	40	35	30
A	1,01	0,89	0,8	0,73	0,7	0,62	0,53

Таблица 29

Экспериментальные данные значения K_c [42]

Наименование материала	K_c	Автор исследования
Глина гродовская 50% + песчанник 50%	0,73	А. Ф. Чижевский
» спондиловая киевская	1,17	То же
» трудовская 75% + песок 25%	1,7	»
» полтавская	1,8	»
» сизиндовская (Донбасс)	1,13	»
» погореловская 80% + песок 20%	1,9	»
» михайловская	3	»
Каолин глуховский	0,37	А. Н. Дробан
Лесс киевский	0,69	То же
Суглинок (Новая Маячка)	0,91	»
Глина пикетировская	1,71	»
» французского месторождения	2,6	»
» часоварская	1,89	»
» » 60% + шамот 40%	1,48	В. Н. Зими
» » 40% + » 60%	1,15	То же
» » 20% + » 80%	0,76	»
» латвская 40% + шамот 60%	1,08	»
» лубытинская 40% + шамот 60%	0,94	»
Каолин проснянский	0,74	Г. А. Консал- ман, В. А. Со- колова
Глина дружковская	1,7	То же
» трошковская	2	»
Фарфоровая масса с глиной часоварской	1,24	»
» » » трошковской	0,85	»
» » » »	1,15	»
» » » дружковской	0,6	»
Суглинок клещинский (Новосибирск)	1,2	В. В. Еремен- ко, Л. В. Лад- гина
» омский	1,45	То же

Для шамотных изделий пластичного формования продолжительность сушки определяется по формуле А. А. Шумилина [42]

$$\tau = 3,5 K_n \delta^2 \epsilon, \quad (300)$$

где K_n — коэффициент неравномерности сушки изделий; $K_n = 1,2-3$;

δ — приведенная толщина изделия, равна (по В. Н. Зимину) отношению объема тела V_n к активной поверхности массообмена F ,

$$\delta = 100 \frac{V_n}{F} \text{ см.}$$

Пример

Определить продолжительность сушки пластины из спондиловой глины толщиной $s=0,065$ м от начальной влажности 30% до конечной 8%. Температуру поверхности принимаем $t_n=40^\circ$.

Находим максимально допустимую скорость сушки по формуле (299)

$$v_{\max} = \frac{0,09 \cdot 0,7}{(1,17^3 + 1) \cdot 0,065} = 0,374 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч}$$

или по формуле (296)

$$v_{\max} = 0,04 \cdot 0,068 \cdot \frac{9,0}{0,065} = 0,376 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

Здесь $A=0,7$ (табл. 28); $K_c=1,17$ (табл. 29); $K_p=0,068$ (табл. 26); $\Delta w=9,0\%$ (табл. 27).

Продолжительность сушки по формуле (298)

$$\tau = 0,91 \cdot 0,065 \frac{30 - 8}{0,376} = 34,6 \text{ ч.}$$

Определим параметры сушильного агента из уравнения (297), принимая скорость сушильного агента $v=3$ м/сек, а коэффициент массообмена определяем по формуле

$$\beta_n = 0,00168 + 0,00128 \cdot 3 = 0,00552 \text{ 1/ч.}$$

$$\text{тогда } 0,376 = 0,112 \cdot 0,00552 (p_n - p_c) \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч.}$$

По таблице [28] парциальных давлений водяного пара во влажном воздухе при барометрическом давлении 745 мм рт. ст. для $t_m=40^\circ$ и $\varphi=100\%$ находим $p_n=732,2$ кг/м² или $p_n=7379$ н/м², тогда

$$p_c = 7379 - \frac{0,376}{0,112 \cdot 0,00552} = 6770 \text{ н/м}^2.$$

Далее по $t-d$ -диаграмме, пользуясь линией парциальных давлений, находим точку $p_c=6,8$ кг/м² и проводим ординату до пересечения с температурной линией (пунктирной) мокрого термометра $t_m=40^\circ$.

Точка пересечения даст параметры сушильного агента: $t_c=48^\circ$ и $\varphi=65\%$ (рис. 59).

§ 4. Производительность сушил

Производительность сушил зависит от их конструкции, размеров, типа садки изделий на вагонетке и продолжительности сушки. Обычно при расчетах и проектировании общая производительность сушил бывает задана и по ней определяют основные размеры отдельной сушильной камеры (туннеля) и требуемое их количество для обеспечения заданной производительности.

Туннельные сушила. Для определения размеров и количества туннелей по заданной производительности необходимо установить продолжительность сушки данного вида изделия, выбрать (принять) тип вагонетки и способ садки изделий на вагонетку или емкость одной вагонетки. По размерам вагонетки и габаритам (по высоте) садки изделий определяют поперечное сечение туннеля. Если сушка предусматривается на печных вагонетках, то поперечные размеры туннеля сушил принимаются такие же, как для печи, и выбор их производится вместе с расчетом печи. При сушке изделий на полочных вагонетках ширина туннеля определяется по формуле

$$B = b + 2 (50 \div 100) \text{ мм}; \quad (301)$$

а высота туннеля от головки рельсов

$$H = h + 100 \text{ мм}, \quad (302)$$

где b — ширина вагонетки, мм;

h — высота от головки рельсов до верха садки, мм.

При сушке изделий строительной керамики вагонетки часто имеют следующие размеры: $b = 250$ мм, длину $l = 1500$ мм; высоту $h' = 1550$ мм. Количество горизонтальных полок: 6 шт. при сушке кирпича и 11 шт. при сушке черепицы. Высота от головок рельсов до верха садки: для кирпича $h = 1680$ мм, черепицы $h = 1560$ мм. На вагонетку вмещается 260—300 шт. сырца кирпича и 120—132 шт. черепицы. Ширина туннеля принимается в пределах 0,9—1,6 м, высота 1,6—2,0 м.

При сушке огнеупорных изделий полочные вагонетки обычно имеют следующие размеры: $b = 850$ мм, $l = 1200$ мм, $h' = 1450$ мм. Количество полок — 6 шт. Высота от головки рельсов до верха садки $h = 1565$ мм. На вагонетку вмещается 192—198 шт. сырца нормальных кирпичей.

Производительность сушила определяется по следующим формулам:

$$P = \frac{N_{\text{вн}} n}{\tau} \text{ шт./ч} \quad (303)$$

или

$$P = \frac{G_{\text{вн}} n}{\tau} \tau/\text{ч}, \quad (304)$$

где $N_{\text{вн}}$ — емкость одной вагонетки, шт. изделий;

$G_{\text{вн}}$ — емкость одной вагонетки, т;

n — количество вагонеток, находящихся в сушиле, шт.;

τ — продолжительность сушки, ч.

Производительность сушил по годным изделиям определяется по формуле

$$P' = 24 P \eta_c \text{ шт./сут.} (\tau/c_1 \tau), \quad (305)$$

где η_c — коэффициент, учитывающий брак изделий при сушке;

$$\eta_c = \frac{100}{100 - z_c},$$

z_c — среднегодовой брак при сушке, % от годного количества изделий.

Так как после сушки изделия обжигаются в печи, то производительность ее по годным изделиям будет равна:

$$P_{\text{п}} = P' \eta_{\text{обж}} \text{ шт./сут.} (\tau/c_1 \tau), \quad (306)$$

где $\eta_{\text{обж}}$ — коэффициент, учитывающий брак изделий при обжиге,

$$\eta_{\text{обж}} = \frac{100}{100 - z_{\text{обж}}},$$

$z_{\text{обж}}$ — среднегодовой брак изделий при обжиге, %.

Емкость сушила определяется количеством изделий, одновременно находящихся во всех туннелях,

$$N = N_{\text{вн}} n = P \tau \text{ шт.} \quad (307)$$

или

$$N = G_{\text{вн}} n = P \tau \text{ т.} \quad (308)$$

Принимая длину каждого туннеля от 20 до 36 м (в отдельных случаях до 50 м) и зная длину одной вагонетки, можно найти количество вагонеток, вмещающихся в одном туннеле

$$m = \frac{20}{l} \div \frac{36}{l} \text{ ваг.}, \quad (309)$$

тогда количество туннелей в сушиле равно:

$$T = \frac{n}{m} = \frac{P \tau}{G_{\text{вн}} m} \text{ шт. тун.} \quad (310)$$

Количество туннелей обычно берут с запасом на случай ремонта и чистки; на каждые 8—10 туннелей принимают один туннель запасной. После этого расчета устанавливают количество туннелей в блоке сушил и принимают количество блоков. В од-

ном блоке может быть до 30 туннелей с общим распределительным бором для подачи и отбора теплоносителя.

При расчете сушила на печных вагонетках, установленного в одну линию с печью, длина сушила определяется по количеству вагонеток; зная длину l одной вагонетки, емкость G_v вагонетки, продолжительность τ сушки,

$$L = nl = \frac{P \cdot l}{G_v} \text{ м.} \quad (311)$$

Общая длина туннеля обычно принимается больше расчетной на 0,5—0,6 м с целью компенсации длины разбега вагонеток.

Конвейерные сушила. Емкость конвейерных сушил определяется аналогично емкости туннельных сушил

$$N = P \cdot \tau \text{ шт. изд.} \quad (312)$$

или

$$N = N_d n \text{ шт. изд.}, \quad (313)$$

где P — производительность сушила, шт/ч;

τ — продолжительность сушки, ч;

N_d — емкость одной люльки, шт. изд.;

n — количество люлек в сушиле.

Подвесные люльки обычно делают с одной или двумя полками. Ширина полки принимается из расчета размещения по ширине одного или двух изделий. Длина принимается не более 2 м. Расстояние между точками подвески люлек принимается равным габаритному размеру люльки по высоте плюс 50—100 мм на зазор. Рабочая длина цепи конвейерного сушила определяется из выражения

$$L_n = \frac{N}{N_d} l \text{ м}, \quad (314)$$

где l — расстояние между точками подвески люлек, м.

Для ленточного конвейера рабочая длина составляет

$$L_k = \frac{N}{N_k} \text{ м}, \quad (315)$$

где N_k — количество изделий, размещенных на 1 м конвейера.

Длина цепного конвейерного сушила, имеющего 3—5 ярусов, обычно не превышает 8—10 м. Ленточные конвейерные сушила имеют один ярус или два самостоятельно работающих.

Конвейерное сушило для сушки канализационных труб конструкции Гипростройматериалы производительностью 30 тыс. т/год имеет размеры: длину — 61,4 м, ширину — 41,79 м, высоту — 3,04 м. Шаг расположения кошек для труб диаметром 350—500 мм равен 960 мм, для труб 600 мм равен 1920 мм. В сушиле располагается 31 параллельный участок конвейера.

Камерные сушила. Производительность камерных сушил зависит от емкости сушил и продолжительности сушки

$$P = 24 \frac{N}{\tau} \text{ шт./сут.}, \quad (316)$$

где N — емкость всех сушильных камер

$$N = N_k n_p \text{ шт. изд.}, \quad (317)$$

N_k — принятая емкость одной сушильной камеры, шт. изд.;

n_p — количество одновременно работающих камер.

Общее количество камер устанавливается обычно больше. Периодическая работа сушил требует дополнительное время на загрузку, выгрузку изделий, время на чистку камер и ремонт, поэтому на каждые 9—10 одновременно работающих камер устанавливают 2—3 камеры резервных. Для сушки сырка камеру делают обычно длиной 8—13 м, шириной 1,20—1,45 м и высотой 2,3 м (10 полок). На 1 м длины камеры укладывают по 300—360 шт. сырка.

Барабанные сушила. Производительность сушильного барабана по абсолютно сухому материалу можно определить по формуле А. П. Ворошилова [33]

$$P_c = \frac{L(100 - w_1)(100 - w_2) V_{газ} m_0}{360000 (w_1 - w_2) (1 - \beta) v_{газ}} \tau / \text{ч}, \quad (318)$$

где L — рабочая длина барабана, м;

w_1, w_2 — начальная и конечная относительные влажности материала, %;

$V_{газ}$ — объем влажных газов в конце барабана (отходящих газов), м³/ч;

m_0 — напряженность барабана по влаге, кг/м³ · ч;

β — коэффициент заполнения барабана в долях единицы;

$v_{газ}$ — скорость сушильного агента в конце барабана, м/сек.

Для того чтобы по этой формуле определить производительность сушильного барабана по абсолютно сухому материалу, необходимо выполнить тепловой расчет процесса сушки и выбрать систему внутренних устройств барабана. Коэффициент заполнения барабана находится в пределах $\beta = 0,15—0,20$ при сушке песка и глины в ячеековых барабанах.

Скорость газов на выходе из барабана принимается в пределах $v_{газ} = 2—3$ м/сек, но не выше, во избежание большого пылеуноса. Приближенно длину барабана определяют по количеству

испаряемой из материала влаги n (кг/ч) и напряженности m_0 (кг/м³ · ч) объема барабана по влаге по формуле

$$L = \sqrt{\frac{n}{m_0 \cdot 0,785 \cdot D_0^2}} \text{ м}, \quad (319)$$

которая получается из выражения потребного внутреннего объема барабана

$$V_0 = \frac{n}{m_0} = \frac{\pi D_0^2}{4} L \text{ м}^3. \quad (320)$$

Значения напряженности барабана по влаге приводятся в табл. 24.

Объем барабанного сушила можно определить из уравнения теплообмена [44] по методу Н. М. Михайлова. Количество тепла, переданного от газов к материалу внутри барабана, будет равно

$$Q = \alpha_V \Delta t_{\text{ср}} V_0 \text{ Вт}, \quad (321)$$

где α_V — объемный коэффициент теплоотдачи, отнесенный к единице свободного объема барабана, не занятого перегородками и лопастями; при средней весовой скорости газов на выходе из сушила, равной $\rho_{\text{газ}} w_{\text{ср}} = 2,5 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{сек}$, получаем максимальное значение $\alpha_V = 290 \text{ Вт/м}^3 \cdot \text{град}$. При сушке глины в барабане с лопастной насадкой при средней скорости вращения 3—5 об/мин и влажности 15—2,5% $\alpha_V = 70—82 \text{ Вт/м}^3 \cdot \text{град}$; при сушке песка крупностью 0—3,5 мм $\alpha_V = 90—106 \text{ Вт/м}^3 \cdot \text{град}$; угля крупностью 0—12 мм, влажности 14—3,5% $\alpha_V = 140 \rho_V^{0,55} \text{ Вт/м}^3 \cdot \text{град}$ [44];

$\Delta t_{\text{ср}}$ — средняя логарифмическая разность температур между газами и материалом в начале и в конце сушила; рассчитывается как для прямого тока с помощью номограммы (приложение 31), град;

V_0 — объем барабана сушила (без учета объема занятого перегородками и лопастями), м³.

Количество тепла, которое передается от газов к материалу и расходуется на испарение влаги и нагрев материала, можно определить по уравнению

$$Q = (2493 + 1,97 t'_{\text{вх}} - 4,2 t'_{\text{н}}) \cdot 0,278 n + 0,278 q_{\text{м}} \text{ Вт}, \quad (322)$$

где $t'_{\text{м}}$ — начальная температура материала при входе в сушило, град;

n — количество испаряемой влаги, кг/ч;

$q_{\text{м}}$ — расход тепла на нагрев материала, кДж/ч.

Тогда

$$V_0 = k_0 \frac{Q}{\alpha_V \Delta t_{\text{ср}}} \text{ м}^3, \quad (323)$$

где k_0 — коэффициент, учитывающий долю объема барабана, занятого насадками и винтовыми направляющими лопастями; $k_0 = 1,1—1,2$ [44].

Минимально допустимый внутренний диаметр барабана можно определить по допускаемой скорости отходящих газов из барабана

$$v_{\text{газ}} = \frac{4 V_{\text{газ}}}{3600 \pi D_0^2 (1 - \beta)} \text{ м/сек}, \quad (324)$$

при значениях $v_{\text{газ}} = 2,5 \text{ м/сек}$ и $\beta = 0,2$ получим

$$D_0 = 0,0133 \sqrt{V_{\text{газ}}} \text{ м}. \quad (325)$$

Следует учитывать, что размеры сушильного барабана обычно выбираются по каталогам заводов-изготовителей по данным, исходя из требуемого внутреннего объема барабана. При этом диаметр барабана вначале принимается приближенно, и после теплового расчета определяют необходимые размеры его по вышеприведенным формулам или делается проверка скорости газов на выходе.

Продолжительность сушки в барабане (время пребывания материала в барабане) определяется из следующего уравнения:

$$\tau = \frac{V_0 \rho_0}{P_{\text{ср}}} \text{ ч}, \quad (326)$$

где V_0 — объем барабана, м³

$$V_0 = \frac{n}{m_0} = \frac{P_{\text{с}}}{m_{\text{д}}} \left(\frac{100}{100 - w_{\text{н}}} - \frac{100}{100 - w_{\text{к}}} \right) \text{ м}^3; \quad (327)$$

ρ — насыпная плотность материала в барабане при средней влажности $\left(\frac{w_{\text{н}} + w_{\text{к}}}{2} \right)$; для песка $\rho = 1200—$

1300 кг/м³, для глины $\rho = 1500—1600 \text{ кг/м}^3$;

$P_{\text{ср}}$ — средняя производительность барабана

$$P_{\text{ср}} = \frac{P_{\text{с}}}{2} \left(\frac{100}{100 - w_{\text{н}}} + \frac{100}{100 - w_{\text{к}}} \right) \text{ кг/ч}. \quad (328)$$

Тогда

$$\tau = \frac{2 \rho_0}{m_0} \cdot \frac{w_{\text{н}} - w_{\text{к}}}{200 - (w_{\text{н}} + w_{\text{к}})} \text{ ч} \quad (329)$$

или

$$\tau = 120 \frac{\rho_0}{m_0} \cdot \frac{w_{\text{н}} - w_{\text{к}}}{200 - (w_{\text{н}} + w_{\text{к}})} \text{ мин}. \quad (330)$$

Число оборотов барабана приближенно можно определить по следующей формуле:

$$n = \frac{AL}{\pi D_0 \lg \alpha} \text{ об/мин}, \quad (331)$$

где A — коэффициент; для песка и глины $A = 0,4 \div 0,65$;
 α — угол наклона барабана, град.

Мощность привода барабана можно определить по формуле А. П. Ворошилова [33]

$$N_z = 0,0013 D_0^3 L \rho \sigma \text{ кВт}, \quad (332)$$

где σ — коэффициент мощности, который принимается по табл. 30.

Таблица 30

Значение коэффициента мощности

Внутреннее устройство барабана	Коэффициент заполнения β			
	0,1	0,15	0,20	0,25
Подъемнолопастная система	0,038	0,053	0,063	0,071
Распределительная	0,013	0,026	0,038	0,044
Секторная	0,0125	0,018	0,020	0,022
Ячейковая (перевалочная) система	0,006	0,008	0,01	0,011

Пневматические сушила. В пневматических сушилах, представляющих собой сушильные трубы, материал подвергается сушке во взвешенном состоянии. Если в сушильных барабанах примерно только 20% материала находится во взвешенном состоянии, то в пневмосушилах — 100%. Интенсивность сушки материалов во взвешенном состоянии характеризуется высокой напряженностью объема сушила по влаге. В пневмосушилах напряжение объема по влаге в 3—4 раза больше, чем в сушильных барабанах, и достигает 350—400 кг/м³ · ч.

Перемещение сушимого материала в пневматических сушилах происходит за счет энергии движения газового потока (пневмотранспорт). Сушильный агент (дымовые газы) проходит в сушильной трубе со скоростью 10—35 м/сек. При этом газовый поток подхватывает куски влажного материала и благодаря большой поверхности испарения высушивает их во время перемещения в трубе в течение 1,5—2,5 сек. Отделение пыли от газов происходит в циклоне.

Вертикальный пневмотранспорт сушимого материала может происходить только при такой скорости движения сушильного агента, которая превышает скорость витания частиц материала.

Поперечное сечение трубы-сушила рассчитывается по скорости движения и секунднему количеству сушильного агента

$$\omega = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{V_t}{v_t} \text{ м}^2,$$

отсюда внутренний диаметр трубы-сушила равен

$$D = 1,13 \sqrt{\frac{V_t}{v_t}} \text{ м}, \quad (333)$$

где V_t — действительное количество сушильного агента, входящего в трубу-сушило при начальной температуре, м³/сек;

v_t — действительная скорость движения газов в трубе-сушиле, м/сек.

Действительная скорость движения сушильного агента определяется по скорости витания наиболее крупных частиц материала, поступающих в трубу. При этом она должна незначительно превышать скорость витания наиболее крупных частиц, чтобы не создавать чрезмерно большие аэродинамические сопротивления, непроизводительный расход электроэнергии, а также не нужное увеличение трубы-сушила. Однако если скорость движения сушильного агента будет ниже скорости витания, то в трубе-сушиле будет происходить выпадение крупных частиц материала из газового потока, уменьшение производительности сушила и может быть закупорка трубы, если она работает без мельницы. Обычно скорость движения сушильного агента принимается на 10—20% выше скорости витания наиболее крупных частиц материала. Скорость витания частиц материала определяется из равновесия сил, действующих на частицы. Сила тяжести частицы материала уравнивается подъемной силой сопротивления воздушного потока, идущего снизу вверх,

$$V \rho_m g = \zeta \frac{v_k^2}{2} \rho_{\text{газ}} F, \quad (334)$$

где V — объем частицы материала, м³;
 ρ_m — плотность частицы материала, кг/м³ (плотность куска материала, называемая также кажущейся);
 ζ — коэффициент сопротивления;
 v_k — скорость витания частиц, м/сек;
 F — проекция на плоскость, нормальную к движущемуся потоку газов, м²;

$\frac{v_k^2}{2} \rho_{\text{газ}}$ — скоростное давление движущегося газового потока, н/м².

Из уравнения (334) имеем:

$$\frac{v_n^2}{2} \rho_{\text{газ}} = \frac{V_{\text{газ}} g}{\zeta F} \text{ н/м}^2, \quad (335)$$

для частиц шаровой формы

$$\frac{v_n^2}{2} \rho_{\text{газ}} = \frac{\pi d^3}{6} \cdot \frac{\rho_m g \cdot 4}{\pi d^2 \zeta} = \frac{2}{3} \cdot \frac{d \rho_m g}{\zeta} \text{ н/м}^2, \quad (336)$$

тогда скорость витания частиц (критическая скорость) определяется по формуле

$$v_n = \sqrt{\frac{2}{3} \cdot \frac{2g}{\zeta} \cdot \frac{d \rho_m}{\rho_{\text{газ}}}} = \frac{3,62}{\sqrt{\zeta}} \sqrt{\frac{d \rho_m}{\rho_{\text{газ}}}} \text{ м/сек.} \quad (337)$$

В формулу (336) подставляется приведенный диаметр частиц материала.

Коэффициент сопротивления ζ зависит от формы частицы материала и от характера движения газового потока, определяемого критерием Re . При $Re > 1000$ значения коэффициента $\zeta = 0,28 - 0,32$, тогда формула для определения скорости витания частиц правильной шаровой формы будет иметь вид

$$v_n = (6,4 \div 6,85) \sqrt{\frac{d \rho_m}{\rho_{\text{газ}}}} \text{ м/сек.} \quad (338)$$

При сушке материалов приходится иметь дело с частицами неправильной произвольной формы. поэтому значение коэффициента сопротивления будет несколько больше, чем $\zeta = 0,32$. Так, в формуле ЦКТИ он принимается равным 0,48, тогда скорость газового потока, увеличенная на 10% по отношению к скорости витания частиц, будет:

$$v_{\text{газ}} = 5,7 \sqrt{\frac{d \rho_m}{\rho_{\text{газ}}}} \text{ м/сек.} \quad (339)$$

Как видно из формулы, скорость витания зависит от плотности сушильного агента, которая изменяется с изменением состава газов, температуры и давления. Однако влияние плотности газа на скорость витания частиц различно для частиц разного размера. Например, для частиц каменного угля размером менее 1 мм скорость витания почти не зависит от температуры газа.

Для частиц размером более 1 мм с повышением температуры газа его подъемная сила уменьшается (при одном и том же секундном количестве). С уменьшением давления газа в трубе скорость витания частиц повышается и тем больше, чем больше размер частиц.

В связи с этим скорость движения газов в трубе следует подсчитывать с учетом изменения состава, температуры и давления движущегося газа. Обычно в конце трубы, вследствие падения температуры и давления газа, скорость уменьшается и при одном и том же диаметре сушильной трубы она может быть меньше критической скорости (скорости витания). Поэтому трубу делают или сужающейся кверху или при цилиндрической форме диаметр трубы подсчитывают по скорости в конце ее.

Следует учитывать, что в процессе сушки также изменяется плотность сухого материала, вследствие изменения его влажности. Плотность влажного материала можно представить как сумму

$$\rho_{\text{вл}} = \rho_c + w_{\text{вл}} \text{ кг/м}^3, \quad (340)$$

где ρ_c — плотность сухой массы, кг/м^3 ,
 $w_{\text{вл}}$ — количество влаги

$$w_{\text{вл}} = \frac{\rho_{\text{вл}} w}{100} \text{ кг/м}^3, \quad (341)$$

где w — относительная влажность материала, %.

Если считать, что объем материала при сушке остается неизменным, то

$$\rho_{\text{вл}} = \rho_c + \frac{\rho_{\text{вл}} w}{100} \text{ кг/м}^3, \quad (342)$$

откуда получим:

$$\rho_{\text{вл}} = \rho_c \frac{100}{100 - w} \text{ кг/м}^3. \quad (343)$$

Если относительная влажность изменяется от w_1 до w_2 , то пересчет плотности материала с начальной влажностью (ρ_1) на плотность материала с конечной влажностью (ρ_2) можно произвести по формуле

$$\rho_2 = \rho_1 \frac{100 - w_1}{100 - w_2} \text{ кг/м}^3. \quad (344)$$

Длина трубы определяется по принятому влагосъему и количеству удаляемой влаги из материала при сушке.

Фактическая продолжительность сушки в трубе зависит от длины трубы и от скорости движения частиц. При равномерном движении (без ускорения) скорость движения частицы находится по разности $v = v_{\text{газ}} - v_n$. Тогда продолжительность сушки в трубе будет равна:

$$\tau = \frac{L}{v_{\text{газ}} - v_n} \text{ ч.} \quad (345)$$

Обычно скорость движения частиц v находится опытным путем, так как теоретическим расчетом трудно учесть изменение скорости $v_{\text{газ}}$ и v , происходящее в процессе сушки и в период разгона частиц в начальном участке трубы до установившегося их движения по трубе. Расчет по формуле (345) дает приближенное значение времени τ сушки, которое обычно получается меньше фактического.

На продолжительность сушки оказывает влияние концентрация μ материала в газовом потоке, которая определяется отношением количества материала G_m (кг/ч) к количеству сушильного агента $G_{\text{газ}}$ (кг/ч)

$$\mu = \frac{G_m}{G_{\text{газ}}} \text{ кг/кг.} \quad (346)$$

В отличие от простого пневмотранспорта для пневмосушки требуется небольшая концентрация материала. При пневмотранспорте концентрация материала равна 5—15 кг/кг; при пневмосушке 0,3—3,0 кг/кг и зависит от степени подсушки материала, влажности, температуры сушильного агента и определяется по данным производительности сушила и расхода сушильного агента. Увеличение концентрации приводит к уменьшению степени подсушки материала и увеличению продолжительности сушки.

Сушильно-помольные установки. В большинстве случаев при совмещенном помоле и сушке материалов используется труба-сушило, соединенное с центробежной мельницей (аэробильной, размольным вентилятором), или сушильная шахта при фонтанной подаче измельченного материала снизу вверх в сушильную камеру, соединенную с барабанной, молотковой или другого типа мельницей. В отдельных случаях сушка полностью происходит и заканчивается в мельнице.

Сушка, совмещенная с помолом, происходит весьма интенсивно, поскольку высыхаемая поверхность кусков материала во время размола разрушается, и в процессе тепло- и влагообмена непрерывно принимают участие новые поверхности раздробленных кусков материала. Сушке содействует также механическая работа внутренних помольных устройств, превращаясь в тепловую энергию. Обычно при одновременном помоле и сушке материал в мельницу подается подогретый воздух или дымовые газы.

Из трубы-сушила смесь сушильного агента и высушенного материала желаемой крупности поступает в пылеосадительные устройства. Более крупные частицы материала, не удерживающиеся в потоке газов, выпадают обратно в мельницу, где происходит их дополнительный размол.

Скорость движения сушильного агента в трубе рассчитывается по скорости витания так, чтобы в газовом потоке уносились частицы заданной крупности.

При сушке и размоле материалов большой влажности для по-

вышения степени подсушки возможен добавочный ввод сушильного агента в восходящий поток смеси газа и измельченного материала в трубу-сушило.

Производительность установок совмещенного помола и сушки зависит главным образом от производительности размольного агрегата. Исходя из его производительности и ведется расчет сушил и транспортирующих устройств. Сушильно-помольные установки небольшой мощности работают с производительностью 0,6—1,2 т/ч и большой — 25—45 т/ч.

Расход электроэнергии составляет 4—10 кВт·ч/т готового продукта.

§ 5. Основы расчета процесса сушки

Обычно при расчете процесса сушки находят необходимое для подачи в сушило количество сушильного агента и требуемый часовой расход тепла, а также удельный расход тепла на сушку, отнесенный к 1 кг испаренной в сушиле влаги, характеризующей экономичность процесса сушки.

При расчете процесса сушки учитывают изменения основных параметров сушимого материала и теплоносителя, проходящих через сушильную установку.

Влажность материала. В процессе сушки содержание влаги в материале уменьшается и при температуре выше 100° в его порах будут находиться водяные пары и воздух. При сушке удаляется только физическая влага, которая складывается из гигроскопической усадочной, капиллярной и свободной воды, находящейся в материале, а химически связанная влага остается в материале. Причем в процессе сушки из материала удаляется только часть гигроскопической влаги. Остаточная в материале влага будет равновесной, если парциальные давления паров воды окружающей среды и поверхности материала равны ($p_{\text{газ}} = p_{\text{нов}}$).

Равновесная влага представляет собой возможную конечную влажность материала после сушки при существующих конечных параметрах (влажности и температуры) сушильного агента. Равновесная влага (а также и химически связанная) удаляется из материала только в процессе обжига.

Вес влажного материала равен весу сухого вещества G_c и весу влаги $w_{\text{вл}}$

$$G_{\text{вл}} = G_c + w_{\text{вл}} \text{ кг.}$$

Абсолютная влажность материала w_a есть отношение веса влаги, содержащейся в материале, к весу абсолютно сухого материала, т. е.

$$w_a = \frac{w_{\text{вл}}}{G_c} \cdot 100\%. \quad (347)$$

Относительная влажность материала w есть отношение веса влаги, содержащейся в материале, к весу влажного материала, т. е.

$$w = \frac{w_{вл}}{G_{вл}} \cdot 100\% \quad (348)$$

Относительная влажность материала не может быть выше 100%, в то время как абсолютная влажность может быть выше 100%. Особенно большое различие цифровых величин между абсолютной и относительной влажностями существует при высоком содержании влаги в материале. Например, если абсолютная влажность материала составляет 33%, то относительная влажность этого материала будет равна 24,8%.

Связь между абсолютной и относительной влажностью материала выражается следующими формулами:

$$w = \frac{w_a \cdot 100}{100 + w_a} \% \quad (349)$$

$$w_a = \frac{w \cdot 100}{100 - w} \% \quad (350)$$

Для того чтобы определить количество влаги, удаляемой из материала при его сушке, необходимо знать начальную и конечную влажность материала и производительность сушила.

Если известна часовая производительность сушила по весу сухого материала P_c (кг/ч), начальная абсолютная влажность w_a' (%) и конечная влажность после сушки w_a'' (%), то количество испаренной из материала влаги будет равно:

$$n = W_{вл.н} - W_{вл.к} = P_c \frac{w_a' - w_a''}{100} \text{ кг/ч} \quad (351)$$

Если известна часовая производительность сушила по высушенному материалу $P_{выс}$ (кг/ч) и относительная влажность до сушки w_n и после сушки w_k , то

$$n = P_{вл} - P_{выс} = W_{вл.н} - W_{вл.к} \text{ кг/ч}$$

Количество влаги, содержащейся во влажном материале до сушки, равно

$$W_{вл.н} = \frac{w_n P_{вл}}{100} \text{ кг/ч} \quad (352)$$

Количество влаги, содержащейся в высушенном материале (остаточная влажность после сушки), составляет:

$$W_{вл.к} = \frac{w_k P_{выс}}{100} \text{ кг/ч} \quad (353)$$

так как

$$P_{вл} = P_{выс} + n, \quad n = P_{выс} \frac{w_n - w_k}{100 - w_k} \text{ кг/ч} \quad (354)$$

или

$$n = P_{вл} \frac{w_n - w_k}{100 - w_k} \text{ кг/ч} \quad (355)$$

Если известна абсолютная влажность материала до сушки и после сушки w_a' и w_a'' , то

$$n = P_{выс} \frac{w_a' - w_a''}{100 + w_a''} \text{ кг/ч} \quad (356)$$

Производительность сушила по сухому материалу P_c определяется по формулам:

$$P_c = P_{вл} \frac{100}{100 + w_a'} = P_{выс} \frac{100}{100 + w_a''} \text{ кг/ч} \quad (357)$$

$$P_c = P_{вл} \frac{100 - w_n}{100} = P_{выс} \frac{100 - w_k}{100} \text{ кг/ч} \quad (358)$$

Производительность сушила по высушенному материалу определяется следующими формулами:

$$P_{выс} = P_{вл} \frac{100 + w_a'}{100 + w_a''} = P_c \frac{100 + w_a''}{100} \text{ кг/ч} \quad (359)$$

$$P_{выс} = P_{вл} \frac{100 - w_n}{100 - w_k} = P_c \frac{100}{100 - w_k} \text{ кг/ч} \quad (360)$$

$$P_{выс} = n \frac{100 + w_a'}{w_a' - w_a''} = n \frac{100 - w_n}{w_n - w_k} \text{ кг/ч} \quad (361)$$

Влажность и теплосодержание воздуха

Атмосферный воздух представляет собой смесь сухого воздуха и водяных паров. Количество водяных паров, содержащихся в атмосферном воздухе, зависит от температуры, следовательно, от времени года и местности, а также от барометрического давления.

Абсолютная влажность воздуха или газов представляет собой весовое количество водяных паров, содержащихся в 1 м³

влажного воздуха. Абсолютная влажность насыщенного воздуха γ_n (г/м³) резко увеличивается с повышением его температуры, что видно из табл. 31.

Таблица 31

Абсолютная влажность насыщенного воздуха при разных температурах

$t, \text{град}$	$\gamma_n, \text{г/м}^3$	$t, \text{град}$	$\gamma_n, \text{г/м}^3$
-15	1,39	45	65,42
-10	2,14	50	82,94
-5	3,24	55	104,28
0	4,84	60	130,09
5	6,80	65	161,05
10	9,40	70	197,95
15	12,82	75	241,65
20	17,29	80	292,99
25	23,03	85	353,23
30	30,36	90	428,07
35	39,59	95	504,11
40	51,13	99,4	586,25

Относительная влажность воздуха, или степень насыщения его влагой, есть отношение абсолютной влажности данного воздуха к абсолютной влажности насыщенного воздуха при той же температуре

$$\varphi = \frac{\gamma_{\text{н.в.}}}{\gamma_n} \cdot 100\% \quad (362)$$

Температура, при которой наступает полное насыщение воздуха, называется температурой точки росы или температурой полного насыщения.

При охлаждении воздуха ниже точки росы относительная влажность его остается равной $\varphi=100\%$, а абсолютная влажность уменьшается соответственно значению насыщенного состояния при данной температуре. При повышении температуры влажного воздуха относительная влажность его уменьшается и возрастает способность воздуха поглощать водяные пары, т. е. повышаются его сушильные свойства.

Относительная влажность воздуха может быть определена отношением парциальных давлений водяных паров

$$\varphi = \frac{p_{\text{вл.}}}{p_n} \cdot 100\% \quad (363)$$

где $p_{\text{вл.}}$ — парциальное давление водяных паров во влажном воздухе, кн/м²;

p_n — парциальное давление водяных паров насыщенного воздуха при той же температуре, кн/м².

Влагосодержание d воздуха — это количество водяных паров (г) в смеси, отнесенное к 1 кг сухого воздуха

$$d = \frac{1000G_n}{G_{\text{воз}}} \text{ г/кг сух. воз.} \quad (364)$$

или

$$d = 622 \frac{p_{\text{вл.}}}{B - p_{\text{вл.}}} \text{ г/кг сух. воз.}, \quad (365)$$

где G_n — масса водяных паров, кг;

$G_{\text{воз}}$ — масса сухого воздуха в смеси, кг;

$p_{\text{вл.}}$ — парциальное давление водяного пара во влажном воздухе, кн/м²;

B — барометрическое давление, кн/м².

Барометрическое давление обычно изменяется в небольших пределах, поэтому его влияние на величину влагосодержания невелико. Так, повышение барометрического давления с 99,4 до 101 кн/м² при одинаковых температурах и относительной влажности дает уменьшение величины влагосодержания примерно на 2%. Поэтому в технических расчетах сушки не учитывают влияние барометрического давления и принимают среднее значение $B=99,4$ кн/м² (745 мм рт. ст.).

Так как $p_{\text{вл.}} = \frac{\varphi}{100} \cdot p_n$, то значение d будет равно:

$$d = 622 \frac{\frac{\varphi}{100} \cdot p_n}{99,4 - \frac{\varphi}{100} \cdot p_n} \text{ г/кг сух. воз.} \quad (366)$$

Влагосодержание d можно также определить по $t-d$ -диаграмме (рис. 59 и 60).

Плотность влажного воздуха, равная сумме составляющих плотностей сухого воздуха и водяного пара в 1 м³, определяется по формуле

$$\rho_{\text{см}} = \frac{353 - 0,0013p_{\text{вл.}}}{T} \text{ кг/м}^3, \quad (367)$$

где $p_{\text{вл.}}$ — парциальное давление водяного пара во влажном воздухе, кн/м²;

T — температура, °К.

Для перевода кг сухого воздуха в м³ с учетом относительной влажности пользуются данными удельного объема влажного воздуха (приложение 40).

Теплосодержание влажного воздуха, представляющее собой сумму теплосодержаний (энтальпии) сухого воздуха и содержа-

шихся в нем водяных паров, можно определить по формуле Л. К. Рамзина [44]

$$l = t + 0,001d(2493 + 1,97t) \text{ кДж/кг сух. воз.} \quad (368)$$

Влажность и теплосодержание дымовых газов. В большинстве промышленных установок для сушки материалов, а иногда и для сушки изделий сушильным агентом служат продукты горения топлива, разбавленные воздухом.

Дымовые газы имеют в своем составе большее количество водяных паров по сравнению с воздухом, в особенности при сжигании природного газа. Влагосодержание, теплосодержание и другие параметры дымовых газов зависят от вида сжигаемого топлива, коэффициента избытка воздуха при горении и от степени разбавления продуктов горения атмосферным воздухом, которое применяется в целях снижения их температуры.

Определение необходимых параметров дымовых газов не представляет трудностей, если выполнен расчет горения топлива и известен состав продуктов горения.

Влагосодержание дымовых газов определяется как отношение массы водяных паров (g) к массе сухих продуктов горения (кг), т. е.

$$d_n = \frac{804 V_{H_2O}}{1,977 V_{CO_2} + 1,251 V_{N_2} + 1,429 V_{O_2}} \text{ г/кг сух. воз.}, \quad (369)$$

где V_{H_2O} , V_{CO_2} , V_{N_2} и V_{O_2} — количество отдельных составляющих продуктов горения, $\text{нм}^3/\text{нм}^3$ газа, $\text{нм}^3/\text{кг}$ твердого или жидкого топлива или % по объему.

Величины V_{N_2} и V_{O_2} находятся по общему коэффициенту расхода воздуха в продуктах горения с учетом разбавления дымовых газов атмосферным воздухом и подсоса окружающего воздуха через неплотности при их движении в рабочем пространстве печи, если для сушки используются печные газы.

Объем водяных паров V_{H_2O} подсчитывается с учетом влагосодержания атмосферного воздуха. Объем V_{CO_2} не учитывается ввиду его малой величины в составе продуктов горения.

Теплосодержание дымовых газов определяется по следующей формуле:

$$l = \frac{Q_p^* \eta + c_p t_1 + \frac{I_{воз}}{V_{уд}} I_a}{1,977 V_{CO_2} + 1,251 V_{N_2} + 1,429 V_{O_2}} \text{ кДж/кг сух. газ.}, \quad (370)$$

или кДж/кг топлива;

где Q_p^* — низшая теплотворность рабочего топлива, кДж/нм³
 η — к. п. д. топки, учитывающий потери тепла в окружающую среду самой топкой;

c_p , t_1 — физическое теплосодержание топлива, кДж/кг (кДж/нм³);

$I_{воз}$ — теплосодержание атмосферного воздуха, которое находится по формуле (368) или по $l-d$ -диаграмме при известных l_a и ϕ , кДж/кг сух. воз.;

$V_{уд}$ — удельный объем влажного воздуха, м³/кг сух. воз. (приложение 40);

I_a — действительное количество влажного воздуха, нм³/кг или нм³/нм³ газ.

Теплосодержание влажных дымовых газов может быть определено по формуле

$$i_{км} = \frac{Q_p^* \eta + c_p t_1 + \frac{I_{воз}}{V_{уд}} I_a}{V_a} \text{ кДж/нм}^3, \quad (371)$$

где V_a — объем влажных продуктов горения при коэффициенте расхода воздуха α , нм³/нм³ или нм³/кг топлива.

Теплосодержание продуктов горения при большом разбавлении воздухом мало отличается от теплосодержания влажного воздуха при одинаковой температуре и влагосодержании. Поэтому с незначительной погрешностью можно определить его теплосодержание как для воздуха.

Определение расхода тепла и воздуха на сушку

Расход тепла на сушку материала зависит от начального теплосодержания и расхода воздуха, подаваемого на сушку.

Если сушка производится горячим воздухом, подогретым в калорифере, или горячим воздухом, отбираемым из зоны охлаждения печей, то его теплосодержание можно определить по формуле (368) при известных $I_{воз}$ и d_n . Разность теплосодержаний нагретого воздуха и холодного атмосферного, поступающего в калорифер или в зону охлаждения печи, представляет собой потребное количество тепла на повышение теплосодержания 1 кг сухого воздуха. Поэтому расход тепла на сушку без учета тепловых потерь в воздухоподогревателе определяется по формуле

$$Q = G_{с.в.} (I_n - I_{воз}) - 4,2 n t_m \text{ кДж/ч} \quad (372)$$

или

$$Q = 0,278 G_{с.в.} (I_n - I_{воз}) - 1,16 n t_m \text{ Вт}, \quad (373)$$

где I_n — теплосодержание воздуха, подаваемого на сушку (начальное), кДж/кг, сух. воз.;

$I_{воз}$ — теплосодержание неподогретого атмосферного воздуха, кДж/кг сух. воз.;

$4,2nt_m$ — количество тепла (кдж/ч), внесенного в сушило с влагой материала (кг/ч) при температуре t_m и теплоемкости 4,2 кдж/кг.

Разность $I_n - I_{\text{воз}}$ представляет собой количество тепла (кдж/кг сух. воз.), израсходованного на нагрев воздуха.

Определение величины I_n и $I_{\text{воз}}$ при сушке горячим воздухом или смесью дымовых газов с воздухом наиболее просто производится с помощью $I-d$ -диаграммы (рис. 59 и 60).

Для оценки тепловых затрат на сушку и для сравнения тепловой работы данного сушила с другими сушилами определяется удельный расход тепла на сушку

$$q_w = \frac{Q}{n} \text{ кдж/кг вл.} \quad (374)$$

В данных формулах не учтены потери тепла, которые могут быть в процессе сушки при подаче подогретого воздуха по трубам или каналам. Для определения расхода топлива на подогрев воздуха, сжигаемого в топке воздухоподогревателя, необходимо знать теплотворность топлива Q_p и к. п. д. установки для подогрева воздуха. Тогда расход топлива составит:

$$B = \frac{Q}{Q_p \eta} \text{ кг/ч (нм}^3\text{/ч)}. \quad (375)$$

Расход воздуха на сушку зависит от количества влаги, испаряемой из материала, и от изменения его влагосодержания в процессе сушки, т. е. от количества влаги, которое переходит в воздух в виде водяных паров и удаляется вместе с ним в процессе влагообмена.

Для того чтобы рассчитать потребное количество воздуха $V_{\text{воз}}$ (м³/ч) или смеси продуктов горения с воздухом $V_{\text{см}}$ (м³/ч), для процесса сушки необходимо сначала определить количество влаги n , которое необходимо испарить из материала. Это количество влаги в виде водяных паров должен унести с собой сушильный агент при выходе из сушильной камеры.

Расход воздуха на сушку, выраженный в весовых единицах, определяется по формуле

$$G_{\text{воз}} = \frac{1000n}{d_k - d_n} \text{ кг/ч сух. воз.}, \quad (376)$$

где d_k — конечное влагосодержание воздуха, выходящего из сушила, г/кг сух. воз.;

d_n — начальное влагосодержание воздуха, поступающего в сушило, г/кг сух. воз.

Разность $d_k - d_n$ характеризует интенсивность влагообмена в процессе сушки или сушильные свойства при данных условиях (режиме сушки и конструкции сушила).

Удельный расход воздуха равен:

$$g_{\text{воз}} = \frac{1000}{d_k - d_n} \text{ кг/кг вл.} \quad (377)$$

Для того чтобы действительный расход воздуха выразить в объемных единицах (м³/ч), следует воспользоваться значениями удельного объема $V_{\text{ул}}$ (приложение 40), тогда

$$V_{\text{воз}} = V_{\text{уд}} G_{\text{воз}} \text{ м}^3\text{/ч}. \quad (378)$$

Вентиляционные устройства для удаления отработанного воздуха необходимо рассчитывать на летние условия, когда воздух содержит наибольшее количество водяных паров и высокую температуру. Величины d_k и d_n определяют обычно по $I-d$ -диаграмме.

$I-d$ -диаграмма (разработанная проф. Л. К. Рамзиным в 1918 г.) построена для влажного воздуха, однако с достаточной точностью ею можно пользоваться при расчетах сушки дымовыми газами, разбавленными воздухом. На рис. 59 представлена диаграмма для низкотемпературных режимов сушки, а на рис. 60 — для высокотемпературных режимов. Основными параметрами диаграммы являются теплосодержание I (кдж/кг сух. воз.) и влагосодержание d (г/кг сух. воз.). Кроме того, на ней нанесены и другие параметры воздуха, а именно, относительная влажность ϕ (%), температура воздуха, температура мокрого термометра (пунктирные линии) и парциальное давление водяных паров во влажном воздухе. Линии постоянных влагосодержаний ($d = \text{const}$) располагаются по вертикали, а линии постоянных теплосодержаний (адиабаты) — наклонно к вертикали под углом 135°.

Линия насыщенного состояния воздуха $\phi = 100\%$ разделяет диаграмму на две части. Верхняя часть, которая выше линии $\phi = 100\%$, дает характеристику влажного воздуха, не насыщенного водяными парами. По этой верхней части диаграммы определяют необходимые параметры сушильного агента и их изменение в процессе сушки. Нижняя область от линии $\phi = 100\%$ представляет собой насыщенное состояние влажного воздуха в присутствии конденсата влаги. Температуры всех точек, лежащих на линии $\phi = 100\%$, относятся к точкам росы. Линия парциальных давлений водяного пара p_n (н/м²) дана наклонно в нижней части диаграммы, числовые значения их приведены справа по вертикальной оси.

Диаграммы построены для барометрического давления $B = 99,4 \text{ кн/м}^2$ (745 мм рт. ст.), которому соответствует температура кипения воды 99,4°. При этой температуре парциальное давление водяного пара в насыщенном состоянии равно атмосферному.

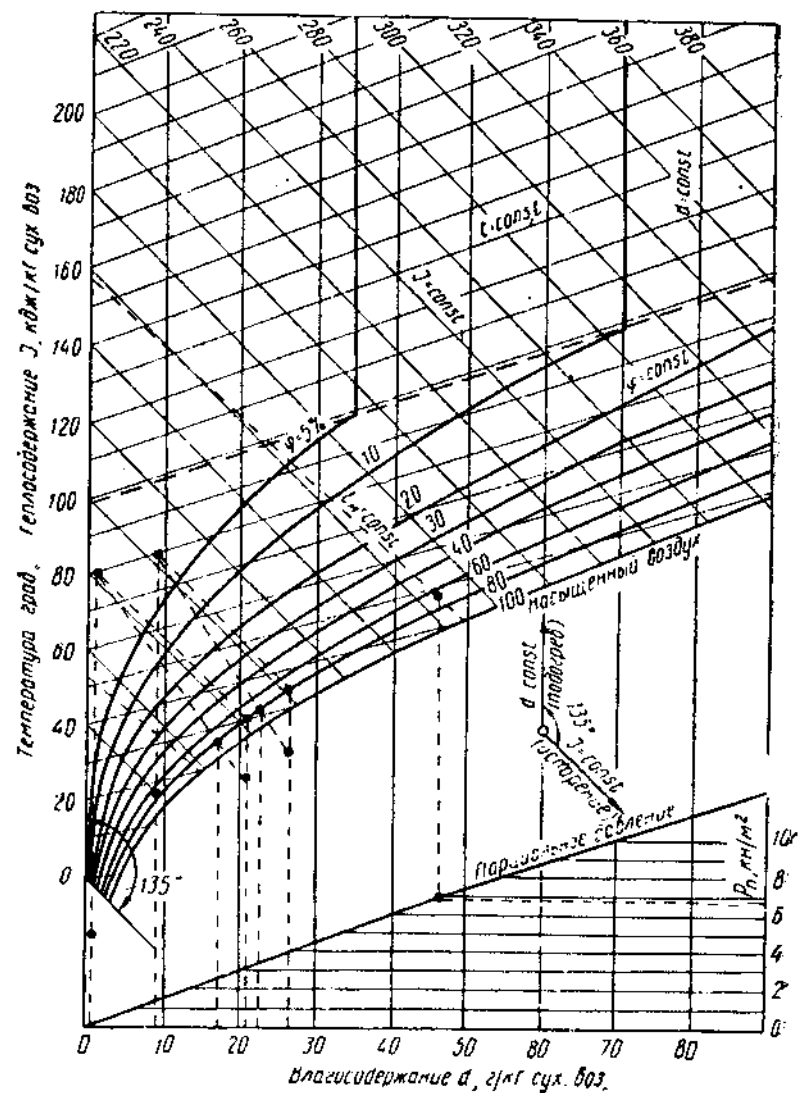


Рис. 59. $I-d$ -диаграмма влажного воздуха (до 200°) при барометрическом давлении 99,4 кН/м²

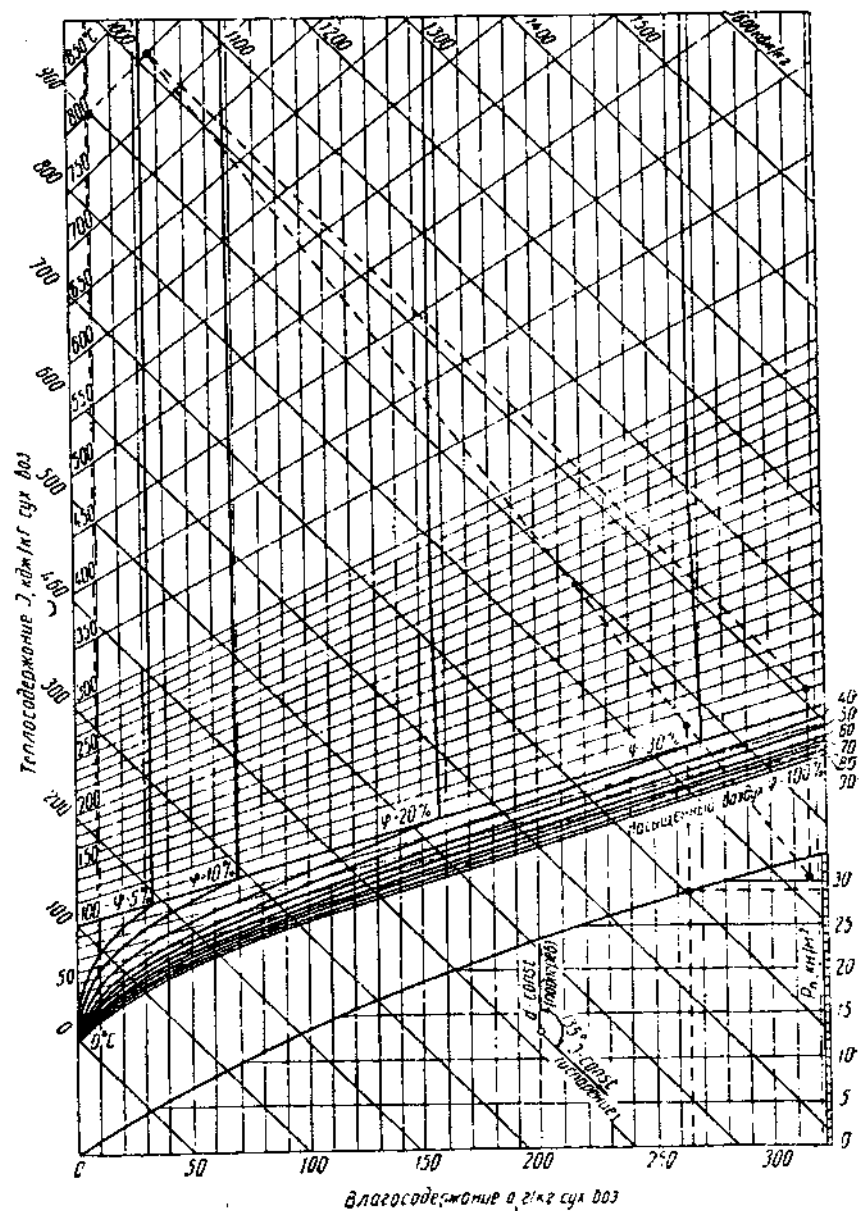


Рис. 60. $I-d$ -диаграмма влажного воздуха (до 800°С) при барометрическом давлении 99,4 кН/м²

Таблица 32

Среднемесечные значения $t_{\text{воз}}$ и φ для различных городов СССР

Наименование города	Январь		Июль	
	$t_{\text{воз}}$	φ	$t_{\text{воз}}$	φ
Акмолинск	-17,0	85	20,3	59
Алма-Ата	-8,6	87	22,1	56
Архангельск	-13,3	88	15,3	79
Астрахань	-7,1	91	25,2	58
Ашхабад	-0,4	86	29,6	41
Баку	-3,4	82	23,3	65
Батуми	-6,3	78	23,1	84
Благовещенск	-24,2	78	21,2	72
Брянск	-8,8	88	18,2	74
Владивосток	-13,7	74	20,6	77
Волгоград	-9,9	85	24,7	50
Вологда	-12,0	85	17,5	70
Воронеж	-9,8	90	20,6	62
Ворошиловград	-7,0	84	22,2	59
Горький	-12,2	89	19,4	68
Днепропетровск	-6,0	88	22,3	60
Иркутск	-20,9	85	17,2	72
Казань	-13,6	86	19,9	63
Керчь	-1,3	88	23,4	68
Кисл	-6,0	89	19,3	69
Краснодар	-2,1	90	23,7	67
Красноярск	-19,2	81	19,3	72
Курск	-9,3	88	19,4	67
Ленинград	-7,7	87	17,5	69
Минск	-6,8	88	17,5	78
Москва	-10,8	88	18,0	70
Николаев	-4,0	88	23,1	63
Новгород	-8,4	88	17,6	78
Новосибирск	-19,3	83	18,7	59
Новороссийск	-2,0	75	23,6	68
Одесса	-3,1	88	22,6	61
Омск	-19,6	85	19,1	70
Орел	-9,5	92	19,6	77
Пермь	-6,0	84	18,0	72
Ростов-на-Дону	-6,1	89	23,7	59
Самарканд	-0,2	92	24,8	47
Саратов	-11,3	84	23,1	53
Свердловск	-16,2	84	17,2	70
Смоленск	-8,4	88	17,6	78
Ташкент	-1,3	81	26,8	46
Тбилиси	-0,1	80	24,6	51
Томск	-19,4	82	17,8	76
Харьков	-7,7	88	20,6	65
Челябинск	-16,2	84	18,6	72
Чита	-27,4	82	18,7	65

По $l-d$ -диаграмме можно проанализировать различные процессы, связанные с изменением параметров сушильного агента, а именно, подогрева сушильного агента, смешения дымовых газов с воздухом, изменения параметров сушильного агента при рециркуляции отработанных газов, испарения влаги из материала, сушки с учетом потерь тепла во внешнюю среду, точку росы для любого состояния смеси воздуха, определить расход сухого воздуха на процесс сушки, расход тепла и ряд других задач сушильного процесса.

Примеры пользования $l-d$ -диаграммой

Процесс сушки воздухом. Начальными параметрами атмосферного воздуха обычно служат температура $t_{\text{воз}}$ и относительная влажность φ , которые зависят от времени года и местности и находятся по табл. 32. По данным $t_{\text{воз}}$ и φ атмосферного воздуха находим на диаграмме точку A (рис. 61). Для этой точки влагосодержание соответствует d_n и теплоемкость — $l_{\text{воз}}$.

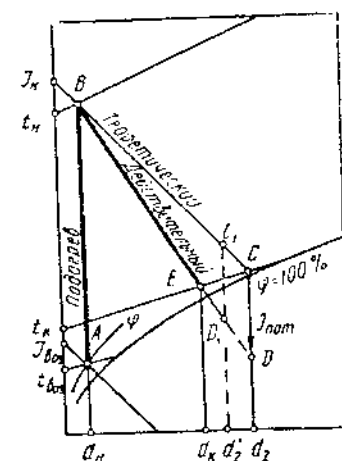
Подогрев воздуха (в воздухонагревателе, в зоне охлаждения печи) не изменит величину d_n , поэтому на $l-d$ -диаграмме повышение температуры воздуха от $t_{\text{воз}}$ до t_n изображается линией AB . В точке B имеем начальные параметры воздуха, поступающего в сушило: t_n , d_n , φ_n , l_n ($d_n = d_{\text{воз}}$).

Если считать, что в процессе сушки тепло расходуется только на испарение влаги, получим теоретический процесс сушки (без потерь тепла в окружающую среду и без затрат тепла на нагрев сушиемого материала и транспортирующих устройств).

На $l-d$ -диаграмме теоретический процесс сушки изображается линией BC постоянного теплоемкости воздуха. Для теоретического процесса сушки расход воздуха будет равен:

$$G_{\text{теор}} = \frac{1000n}{d_k - d_n} \text{ кг сух. воз./ч.} \quad (379)$$

Действительный процесс сушки идет с уменьшением теплоемкости воздуха, т. е. по линии BE (рис. 61). Для того чтобы найти на диаграмме точку E , как конечную точку действительно-

Рис. 61. Построение на $l-d$ -диаграмме процесса сушки воздухом

го процесса сушки, надо знать величину изменения теплосодержания воздуха в конце процесса сушки, т. е. найти направление луча BD . Точка E при этом находится пересечением луча BD с линией постоянного конечного параметра для выбранного режима сушки t_k или φ_k (точка D является вспомогательной при построении действительного процесса сушки).

Для нахождения точки D необходимо рассчитать тепловые потери в окружающую среду, расход тепла на нагрев сушеного материала и транспортирующих устройств.

Для сушил непрерывного действия сумма потерь тепла будет равна:

$$q_{\text{пот}} = q_m + q_{\text{тр}} + q_{\text{окр}} + q_{\text{неп}} \text{ кДж/ч,} \quad (380)$$

где q_m — расход тепла на нагрев сушеного материала

$$q_m = P_c c_m (t_k - t_n) \text{ кДж/ч,} \quad (381)$$

P_c — производительность сушила по высушенному материалу, кг/ч;

c_m — теплоемкость высушенного материала при конечной влажности w_k , кДж/кг · град

$$c_m = c_s \frac{100 - w_k}{100} + \frac{4,2 w_k}{100} \text{ кДж/кг · град,} \quad (382)$$

c_s — теплоемкость абсолютно сухого материала, кДж/кг · град (табл. 33);

t_k, t_n — конечная температура материала при выходе из сушила и начальная температура материала, поступающего в сушило, град;

$q_{\text{тр}}$ — расход тепла на нагрев транспортирующих устройств (вагонов, конвейера и др.)

$$q_{\text{тр}} = G_{\text{тр}} c_{\text{ср.м}} (t_k - t_n) \text{ кДж/ч,} \quad (383)$$

где $G_{\text{тр}}$ — вес транспортирующего устройства, выходящего из сушила за час, кг/ч;

$c_{\text{ср.м}}$ — средняя теплоемкость материала транспортирующих устройств, кДж/кг · град (если транспортирующие устройства выполнены из различных материалов, то расчет нагрева ведется для каждого материала в отдельности, а затем суммируют их значения);

t_k и t_n — конечная и начальная температуры материала транспортирующих устройств, град;

$q_{\text{окр}}$ — потери тепла через стенки сушила в окружающую среду определяются по формуле

$$q_{\text{окр}} = 3,6K (t_{\text{вн}} - t_{\text{окр}}) F \text{ кДж/ч,} \quad (384)$$

где

$$K = \frac{1}{\sum s_i \lambda + \frac{1}{\alpha_0}} = 1,0 \div 2,3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{град};$$

$t_{\text{вн}}, t_{\text{окр}}$ — средние температуры внутренней поверхности сушильной камеры и окружающего воздуха, град;

F — поверхность теплоотдающих стенок сушила, м², при небольшой толщине стенок F считается по наружным размерам сушила (для туннельных сушил также F наружная поверхность стенок и свода);

$q_{\text{неп}}$ — потери тепла через неплотности стен сушил, которые примерно составляют 5—10% от общего расхода тепла на сушку.

В зимнее время необходимо учитывать дополнительный расход тепла на подогрев до 0° и плавление льда

$$q_d = w_d (335 + 2,1 t'_d) \text{ кДж/ч,} \quad (385)$$

где w_d — количество замерзшей влаги, кг/ч (замерзает только свободная влага в материале).

Определив общие потери в сушиле $q_{\text{пот}}$, кДж/ч, находим величину уменьшения теплосодержания воздуха в конце теоретического процесса сушки (т. е. относительно точки C) за счет потерь тепла

$$l_{\text{пот}} = \frac{q_{\text{пот}}}{G_{\text{теор}}} \text{ кДж/кг сух. воз.} \quad (386)$$

Величина $l_{\text{пот}}$ выражена в тех же единицах теплосодержания, как и на $l-d$ -диаграмме, поэтому откладываем величину $l_{\text{пот}}$ вниз от точки C и получим вспомогательную точку D .

Линия BD показывает направление линии действительного процесса сушки с учетом тепловых потерь.

По заданным параметрам для конца процесса сушки (по температуре t_k или по относительной влажности φ_k) находим точку E . Действительный процесс сушки изображается линией BE .

Далее по $l-d$ -диаграмме находим величину конечного влагосодержания d_k , соответствующую точке E , и по формуле (376) определяем действительный расход воздуха. При построении действительного процесса сушки вспомогательную точку D можно найти с помощью любой другой точки, например C_1 , произвольно взятой на линии BC и расположенной выше, чем точка C (как показано на рис. 61).

Таблица 33

Средняя теплоемкость материалов (интервал температур 0—100°)

Материал	$c, \text{кдж/кг} \cdot \text{град}$	Материал	$c, \text{кдж/кг} \cdot \text{град}$
Антрацит	0,908	Мел	0,879
Асбест	0,816	Мрамор	0,900
Базальт	0,837	Песок кварцевый	0,796
Бетон	1,130	Полевой шпат	0,800
Гипс безводный	0,837	Силиманит	0,837
Глина сухая	0,921	Стальные балки	0,481
Глинозем	0,766	Стекло	0,837
Гранит	0,837	Тальк	0,875
Дерево	2,722	Торф воздушно-сухой	1,373
Дюнас	0,796	Уголь бурый	1,424
Диатомит	0,837	Уголь жирный	1,214
Доломит	0,930	Уголь тощий	1,118
Зола	0,837	Фарфор	1,059
Известняк	0,921	Форстерит	0,888
Карборунд	0,963	Хромомagneзит	0,754
Керамика	0,837	Цемент	1,130
Кокс кусковой	0,850	Шамот	0,837
Кирпич строительный	0,921	Шлак котельный	0,791
Корунд	0,796	Шлак доменный	0,754
Лес	2,114	Шлакобетон	0,879
Магнезит	0,963		

При этом величина потерь теплового содержания $I_{\text{пот}}$ рассчитывается по тем же данным $q_{\text{пот}}$ (кдж/ч), но по d_2' , соответствующей точке C_1 ,

$$I_{\text{пот}} = \frac{q_{\text{пот}}}{G'_{\text{теор}}} \text{ кдж/кг сух. воз.}, \quad (387)$$

где

$$G'_{\text{теор}} = \frac{1000w}{d_2' - d_k} \text{ кг сух. воз./ч.}$$

При определении расхода воздуха необходимо учитывать, что параметры атмосферного воздуха зимой и летом различные. Для летних условий работы расход воздуха требуется больший, чем для зимних. Расход тепла будет больше для зимних условий работы.

Процесс сушки с рециркуляцией. Сушка с частичным возвратом отработанного воздуха применяется в некоторых случаях с целью увеличения начальной влажности воздуха, чтобы создать влажный режим сушки при минимальном перепаде температур в сушильной камере и иметь большие скорости циркуляции воздуха.

Построение процесса сушки с рециркуляцией отработанного воздуха по $I-d$ -диаграмме изображено на рис. 62. Начало построения идет от точки A с начальными параметрами свежего атмосферного воздуха $t_{\text{воз}}$ и ϕ . Далее находим точку C конца теоретического процесса сушки по выбранным параметрам воздуха t_k и ϕ_k при выходе из сушилки. При этом линия AC представляет собой линию смешения свежего воздуха с отработанным. На этой линии любая точка M представляет собой смесь, при которой количество сухого отработанного воздуха, идущего для рециркуляции, равно $G_{\text{воз}} = \frac{AM}{MC}$

кг сух. воз./кг воз. атм.

Точка M находится по заданной (принятой) температуре $t_{\text{см}}$, а соответствующее влагосодержание будет $d_{\text{см}}$.

Для ведения процесса сушки смесь с параметрами $d_{\text{см}}$ и $t_{\text{см}}$ подогрывается в калорифере. Этот процесс подогрева идет по линии $d = \text{const}$ до пересечения с линией теоретического процесса сушки BC , образуя точку B' — начало процесса. Таким образом, начальными параметрами сушильного агента с рециркуляцией будут: t_n и $d_{\text{см}}$ (для точки B'). Точку B' — начало процесса сушки — можно выбрать по линии теоретического процесса сушки BC , задавшись температурой t_n , когда точка M определяется пересечением линии $d = \text{const}$, идущей от точки B' , с линией AC . Процесс нагрева в калорифере смеси изображается линией MB' .

Процесс изменения параметров воздуха, вследствие смешения с отработанным воздухом, изображается линией AM .

Теоретический процесс сушки представлен линией $B'C$. В данном случае линией BC есть линия смешения горячего воздуха с отработанным. Действительный процесс сушки строится аналогично процессу без рециркуляции. Расход свежего атмосферного воздуха определяется по формуле

$$G_{\text{воз}} = \frac{1000n}{d_k - d_{\text{воз}}} \text{ кг сух. воз./ч.}, \quad (388)$$

где d_k — конечное влагосодержание смеси при действительном процессе сушки (действительный процесс сушки на рис. 62 не изображен), г/кг. (Такое же, как количество $G_{\text{воз}}$, отработанной смеси выбрасывается в атмосферу.)

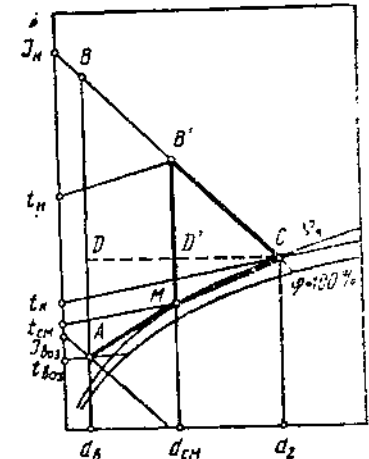


Рис. 62. Построение на $I-d$ -диаграмме процесса сушки с возвратом отработанного воздуха в сушилку

Количество смеси, подаваемое в сушило и необходимое для испарения n влаги, находится по формуле

$$G_{см} = \frac{1000n}{d_k - d_{см}} \text{ кг сух. воз./ч.} \quad (389)$$

При рециркуляции отработанного воздуха никакой экономии тепла не получается. Если смесь нагревается в калорифере до более низкой температуры (точка B'), то количество ее соответственно больше, чем требуемое количество атмосферного воздуха, нагреваемого до более высокой температуры (точка B), что вытекает из соотношения треугольников $\frac{AB}{CD} = \frac{MB'}{CD}$.

Следовательно, расход тепла будет равен:

$$Q = G_{воз} (I_n - I_{воз}) - 4,2 n t_m \text{ кДж/ч.} \quad (390)$$

Процесс сушки дымовыми газами. Теоретический и действительный процесс сушки дымовыми газами изображается на $I-d$ -диаграмме аналогично процессу сушки воздухом. Отличие состоит в том, что вместо процесса подогрева наружного воздуха здесь предусматривается смешение воздуха с дымовыми газами при разбавлении их до необходимой начальной температуры t_n .

Однако если известны параметры смеси дымовых газов с воздухом, например d_n или I_n при выбранной (или заданной) температуре t_n , то изображение процесса сушки начинается с теоретического процесса, идущего от B (рис. 63).

Для изображения линии смешения топочных дымовых газов с воздухом находится точка A по параметрам атмосферного воздуха (табл. 32) и точка B' по параметрам топочных газов ($t_{газ}$ и $d_{газ}$) (см. рис. 63). При этом точка

B находится пересечением линии смешения AB' с линией температуры t_n . Состав смеси дымовых газов с воздухом определяется из соотношения

$$\frac{AB}{BB'} = \frac{\text{количество дымовых газов}}{\text{количество воздуха}}.$$

Количество сухого воздуха, необходимого для получения смеси с температурой t_n , будет равно:

$$G_{воз} = \frac{BB'}{AB} \text{ кг сух. поз./кг сух. дым. газ.} \quad (391)$$

Теоретический процесс сушки на рис. 63 изображен линией BC , потери теплосодержания при сушке — линией CD и действительный процесс сушки — линией BE .

Расход газов, поступающих в сушило, определяется по формуле

$$G_{см} = \frac{1000n}{d_k - d_n} \text{ кг сух. газ./ч.}$$

Объем влажной смеси продуктов горения с воздухом, поступающих в сушило, будет равен:

$$V_{см} = \frac{1 + 0,001 d_n}{\rho_0} G_{см} \text{ м}^3/\text{ч}, \quad (392)$$

где ρ_0 — плотность смеси; определяется по составу влажных продуктов горения при общем коэффициенте расхода воздуха; приближенно можно принять $\rho_0 = 1,3 \text{ кг/м}^3$.

Объем уходящих из сушила влажных газов будет равен:

$$V_{yx} = V_{см} + V_{н.п} = V_{см} + \frac{n}{0,804} \text{ м}^3/\text{ч}$$

или

$$V_{yx} = \frac{1 + 0,001 d_n}{1,3} G_{см} + \frac{n}{0,8} \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (393)$$

Действительный объем уходящих газов при температуре t_n определяется по формуле

$$V_f = V_{yx} (1 + \beta t_k) \text{ м}^3/\text{ч}$$

или в общем виде

$$V_f = \left(\frac{1 + 0,001 d_n}{1,3} G_{см} + \frac{n}{0,8} \right) (1 + \beta t_k) \text{ м}^3/\text{ч}. \quad (394)$$

Точка B дает теплосодержание I_n смеси с учетом теплосодержания водяных паров в продуктах горения. При одной и той же температуре t_n теплосодержание смеси получается больше, чем теплосодержание воздуха, соответствующее точке B'' ($I_n > I_n'$).

При определении расхода тепла на сушку необходимо различать величину I_n , учитывающую теплосодержание водяных паров продуктов горения (по точке B), и I_n' — без учета теплосодержания водяных паров продуктов горения (по точке B'').

При определении расхода топлива в первом случае следует пользоваться высшей теплотворностью Q_n^p с учетом теплосодержания водяных паров продуктов горения, а во втором случае — низшей теплотворностью Q_n^p без учета теплосодержания пара.

Обычно расход топлива определяется в тепловых расчетах по низшей его теплотворности, т. е.

$$Q = G_{\text{см}}(I'_{\text{н}} - I_{\text{воз}}) - 4,2n t_{\text{н}} \text{ кДж/ч.} \quad (395)$$

Расход топлива при его теплотворности $Q_{\text{н}}^{\text{p}}$ (кДж/кг или кДж/м³) с учетом к. п. д. топки η составляет

$$B = \frac{Q}{Q_{\text{н}}^{\text{p}} \eta} \text{ кг/ч (м}^3\text{/ч).} \quad (396)$$

Удельный расход тепла на сушку определяется по формуле

$$q_{\text{ш}} = \frac{BQ_{\text{н}}^{\text{p}}}{n} \text{ кДж/кг вл.} \quad (397)$$

§ 6. Пример теплового расчета барабанного сушила

Провести тепловой расчет барабана для сушки глины производительностью $P_{\text{н}} = 10$ т/ч по высушенной глине. Глина высушивается от начальной относительной влажности $w_{\text{н}} = 20\%$ до конечной $w_{\text{к}} = 6\%$. Сушка производится топочными газами, разбавленными атмосферным воздухом в смесительной камере перед входом их в барабан. Сжигаемое топливо — мазут марки 40, содержащий $A^{\text{p}} = 0,2\%$, $W^{\text{p}} = 3,0\%$. Сжигание мазута производится с помощью форсунок низкого давления.

1. Размеры сушильного барабана. Количество влаги, удаляемой при сушке глины, определяем по формуле (354)

$$n = P_{\text{н}} \frac{w_{\text{н}} - w_{\text{к}}}{100 - w_{\text{н}}} = 10000 \frac{14}{80} = 1750 \text{ кг/ч.}$$

Принимаем напряженность объема барабана по влаге (табл. 24) равной $m_0 = 60$ кг/м³·ч, тогда необходимый внутренний объем барабана без учета заполнения его перегородками (8—10%) будет равен:

$$V_0 = \frac{n}{m_0} = \frac{1750}{60} = 29,2 \text{ м}^3.$$

По данному объему подбираем барабан длиной $L = 12$ м и диаметром $D = 1,8$ м (табл. 21). Внутренний объем этого барабана составляет $V_0 = 30,5$ м³. По табл. 21 выбираем барабан размерами $D = 2$ м и $L = 10$ м. Внутренний объем $V_0 = 31,4$ м³.

Проверим объем барабанного сушила по формуле (323), принимая объемный коэффициент теплоотдачи $\alpha_V = 200$ Вт/м³·град. Предварительно определим расход тепла на нагрев материала по формуле (381)

$$q_{\text{м}} = P_{\text{н}} c_{\text{м}} (t_{\text{н}} - t_{\text{в}}) \text{ кДж/ч,}$$

где $c_{\text{м}}$ — находим по формуле (382):

$c_{\text{с}} = 0,921 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}$ (табл. 33).

$$c_{\text{м}} = 0,921 \frac{100 - 6}{100} + 4,2 \frac{6}{100} = 1,118 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град.}$$

$P_{\text{н}} = 10000$ кг (задано); $t_{\text{н}} = 80^\circ$ (принимаем); $t_{\text{в}} = 5^\circ$ (принимаем), тогда

$$q_{\text{м}} = 10000 \cdot 1,118 (80 - 5) = 837500 \text{ кДж/ч.}$$

Определим полезный расход тепла на сушку по формуле (322)

$$Q = (2493 + 1,97 \cdot 110 - 4,2 \cdot 5) \cdot 0,278 \cdot 1750 + 0,278 \cdot 837500 = 1563000 \text{ Вт.}$$

Среднюю логарифмическую разность температур находим по приложению 31: $\Delta t_{\text{н}} = 795^\circ$, $\Delta t_{\text{в}} = 30^\circ$, $\Delta t = 230^\circ$.

По формуле (323) объем барабана равен:

$$V_0 = \frac{1563000}{200 \cdot 230} = 34 \text{ м}^3.$$

Выбранные ранее размеры барабана $D = 2$ м и $L = 10$ м оставляем.

2. Производительность барабана. Фактическая производительность барабана по высушенной глине по формуле (361), в которой заменим величину $n = m_0 V_0 = 60 \cdot 31,4$ кг/ч, составляет:

$$P_{\text{н}} = 60 \cdot 31,4 \frac{100 - 20}{20 - 6} = 10800 \text{ кг/ч.}$$

При заданной производительности $P_{\text{н}} = 10000$ кг/ч напряженность барабана по влаге составит:

$$10000 = m_0 \cdot 31,4 \frac{80}{14}; \quad m_0 = 55,7 \text{ кг/м}^3 \cdot \text{ч.}$$

Производительность по абсолютно сухой глине будет:

$$P_{\text{с}} = 10000 \cdot 0,94 = 9400 \text{ кг/ч.}$$

Количество остаточной влаги равно $w = 600$ кг/ч.

3. Расчет горения топлива. (См. гл. II, пример расчета горения мазута.)

Теплотворность мазута $Q_{\text{н}}^{\text{p}} = 39739$ кДж/кг.

Теоретически необходимое количество сухого воздуха $L_0 = 10,40$ м³/кг.

Теоретически необходимое количество атмосферного воздуха $L'_0 = 10,57$ м³/кг.

Действительное количество атмосферного воздуха при $\alpha = 1,2$, $\alpha L'_0 = 12,68$ м³/кг.

Количество продуктов горения $V_{\text{а}} = 13,32$ м³/кг.

Разность между объемом продуктов горения и количеством воздуха, поступающим для горения,

$$\Delta V = V_{\text{а}} - \alpha L'_0 = 13,32 - 12,68 = 0,64 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Тогда количество продуктов горения при $\alpha = 1,0$

$$V_0 = L'_0 + \Delta V = 10,57 + 0,64 = 11,21 \text{ м}^3/\text{кг.}$$

Процентный состав продуктов горения при $\alpha = 1,2$:

$$\text{CO}_2 = \frac{1,573 \cdot 100}{13,32} = 11,8\%; \quad \text{H}_2\text{O} = \frac{1,447 \cdot 100}{13,32} = 10,8\%;$$

$$\text{N}_2 = \frac{9,862 \cdot 100}{13,32} = 74,1\%; \quad \text{O}_2 = \frac{0,437 \cdot 100}{13,32} = 3,3\%.$$

Теплосодержание продуктов горения при сжигании мазута с холодным воздухом (без учета подогрета мазута и воздуха) при $\alpha=1,2$

$$i_{\text{обш}} = \frac{39\,739}{13,32} = 2980 \text{ кДж/н.м}^3.$$

4. Расчет начальных параметров сушильного агента. Принимаем начальную температуру газов при входе в сушильный барабан $t_n=800^\circ$. Чтобы получить такую температуру, необходимо дымовые газы, образующиеся при горении топлива, разбавить атмосферным воздухом.

Составим уравнение баланса тепла, принимая количество воздуха для смешения равным x ($\text{м}^3/\text{на } 1 \text{ кг топлива}$) при температуре 20° ; к. п. д. топки $\eta=0,9$

$$i_{\text{обш}} \cdot 0,9 + \frac{L'_a + x}{V_a} i_{20}^{\text{воз}} = i_{800}^{\text{дым}} + \frac{x}{V_a} i_{800}^{\text{воз}},$$

где $i_{20}^{\text{воз}} = c t_{\text{воз}} = 1,30 \cdot 20 \text{ кДж/н.м}^3$;

$i_{800}^{\text{воз}} = 1110 \text{ кДж/н.м}^3$ (приложение 9);

$i_{800}^{\text{дым}} = 1185,3 \text{ кДж/н.м}^3$ (приложение 9 или по $i-t$ -диаграмме, рис. 2).

Тогда

$$2980 \cdot 0,9 + (12,68 + x) \cdot \frac{1,3 \cdot 20}{13,32} = 118,3 + x \cdot \frac{1110}{13,32};$$

$$x = 18,77 \text{ н.м}^3/\text{кг топ.}$$

Общее количество воздуха, идущее для горения и разбавления дымовых газов,

$$L_a'' = 12,68 + 18,77 = 31,45 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

Общий коэффициент расхода воздуха

$$\sigma_{\text{обш}} = \frac{L_a''}{L'_0} = \frac{31,45}{10,57} = 2,98.$$

Значение общего коэффициента расхода воздуха также можно найти по формуле (371)

$$i_{\text{дым}} = \frac{Q_{\text{н.т.}} + \frac{I_{\text{воз}}}{V_{\text{у.д}}} \sigma_{\text{обш}} L'_0}{V_n + (\sigma_{\text{обш}} - 1) L'_0} \text{ кДж/н.м}^3.$$

по $i-t$ -диаграмме (рис. 2), принимая $\alpha=3,0$, находим для $t_n=800^\circ$ теплосодержание $i_{\text{дым}}=1150 \text{ кДж/н.м}^3$. По $i-d$ -диаграмме для атмосферного воздуха ($t_{\text{воз}}=20^\circ$ и $\phi_{\text{воз}}=70\%$) находим $I_{\text{воз}}=38 \text{ кДж/кг сух. воз.}$. По приложению 40 находим $V_{\text{у.д}}=0,861 \text{ м}^3/\text{кг сух. воз.}$

Тогда

$$1150 = \frac{39\,739 \cdot 0,9 + \frac{38}{0,861} \sigma_{\text{обш}} \cdot 10,57}{11,21 + (\sigma_{\text{обш}} - 1) \cdot 10,57}; \sigma_{\text{обш}} = 2,98.$$

Влагосодержание дымовых газов, разбавленных воздухом, находим по формуле (369)

$$d_n = \frac{804 V_{\text{H}_2\text{O}}}{1,977 V_{\text{CO}_2} + 1,251 V_{\text{K}_2} + 1,429 V_{\text{O}_2}} \text{ г/кг сух. газ.}$$

Для этого необходимо определить при новом значении $\alpha=2,98$ объем $V_{\text{H}_2\text{O}}$ который увеличивается за счет дополнительного ввода водяных паров с атмосферным воздухом, V_{N_2} и V_{O_2} , зависящих от коэффициента расхода воздуха. Объем V_{CO_2} не зависит от коэффициента избытка воздуха.

$$V_{\text{CO}_2} = 1,573 \text{ н.м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,112 \cdot 10,8 + 0,0124 \cdot 3,0 + 0,0016 \cdot 10 \cdot 2,98 \cdot 10,40 = 1,743 \text{ н.м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,79 \cdot 2,98 \cdot 10,40 + 0,008 \cdot 0,4 = 24,403 \text{ н.м}^3/\text{кг};$$

$$V_{\text{O}_2} = 0,21 (2,98 - 1) \cdot 10,40 = 4,330 \text{ н.м}^3/\text{кг}.$$

тогда

$$d_n = \frac{804 \cdot 1,743}{1,977 \cdot 1,573 + 1,251 \cdot 24,403 + 1,429 \cdot 4,330} = 35,1 \text{ г/кг сух. газ.}$$

5. Построение теоретического процесса сушки на $i-d$ -диаграмме. Нам известны два начальных параметра сушильного агента: $t_n=800^\circ$ и $d_n=35,1 \text{ г/кг сух. газ.}$, по которым находим точку B — начало процесса сушки (построение дано на рис. 64).

Теоретический процесс сушки на $i-d$ -диаграмме изображается линией BC . Параметрами точки C являются: постоянное теплосодержание $I_n=1015 \text{ кДж/кг сух. газ.}$ и конечная температура t_n газов, которую принимаем по практическим данным, $t_n=110^\circ$.

По $i-d$ -диаграмме находим для точки C влагосодержание $d_2=317 \text{ г/кг сух. газ.}$

Расход сухих газов для теоретического процесса сушки

$$G_{\text{газ}}^{\text{теор}} = \frac{1000 \cdot 1750}{317 - 35,1} = 6210 \text{ кг сух. газ./ч.}$$

6. Потери теплосодержания газов в процессе сушки. При действительном процессе сушки будут потери тепла в окружающую среду через стенки сушильного барабана и расход тепла на нагрев сушильного материала. Общие тепловые потери будут составлять:

$$q_{\text{пот}} = q_{\text{ст}} + q_{\text{окр}} \text{ кДж/ч.}$$

Расход тепла на нагрев материала был определен ранее

$$q_m = 10\,000 \cdot 1,118 (80 - 5) = 837\,500 \text{ кДж/ч.}$$

Потери тепла через стенки в окружающую среду находим по формуле (245), принимая $\alpha_1=100 \text{ ат/м}^2 \cdot \text{град.}$

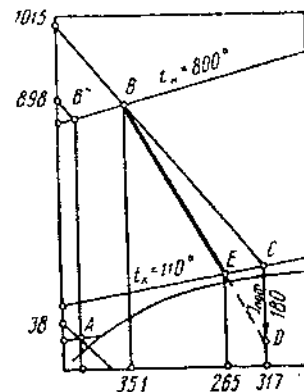


Рис. 64. Графическое изображение процесса сушки к расчету сушильного барабана

$$q_{\text{окр}} = \frac{3,6(t_{\text{газ}} - t_{\text{воз}})}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + 0,07} \text{ кДж/м}^2\text{ч},$$

где $s_1=0,012$ м; $\lambda_1=58,2$ Вт/м·град (стальной корпус); $s_2=0,03$ м (тепловая изоляция из диатомита $\rho=750$ кг/м³); $\lambda_2=0,20$ Вт/м·град (приложение 14); $t_{\text{воз}}=15^\circ$.

Температуру газов внутри барабана определим по формуле

$$t_{\text{ср.газ}} = \frac{(t_{\text{н.газ}} - t_{\text{н.м}}) - (t_{\text{к.газ}} - t_{\text{к.м}})}{2,3 \lg \frac{t_{\text{н.газ}} - t_{\text{н.м}}}{t_{\text{к.газ}} - t_{\text{к.м}}}} + t_{\text{ср.м}} \text{ град.},$$

$$\text{где } t_{\text{ср.м}} = t_{\text{н.м}} + \frac{2}{3}(t_{\text{к.м}} - t_{\text{н.м}}) = 5 + \frac{2}{3}(80 - 5) = 55^\circ,$$

$$\text{тогда } t_{\text{ср.газ}} = \frac{(850 - 5) - (110 - 80)}{2,3 \lg \frac{795}{30}} + 55 = 288^\circ.$$

Поверхность барабана при $L=10$ м и $D_{\text{ср}}=2,062$ м составляет:

$$F = \pi D L = 3,14 \cdot 2,062 \cdot 10 = 63,0 \text{ м}^2.$$

Следовательно,

$$q_{\text{окр}} = \frac{3,6(288 - 15)}{\frac{1}{100} + \frac{0,012}{58,2} + \frac{0,03}{0,20} + 0,07} \cdot 63 = 278\,000 \text{ кДж/ч},$$

$$q_{\text{пот}} = 837\,500 + 278\,000 = 1\,115\,500 \text{ кДж/ч}.$$

Потери теплосодержания будут равны:

$$I_{\text{пот}} = \frac{q_{\text{пот}}}{G_{\text{газ}}^{\text{теор}}} = \frac{1\,115\,500}{6210} = 180 \text{ кДж/кг сух. газ.}$$

7. Действительный процесс сушки на $I-d$ -диаграмме. От точки C вниз по диаграмме (при $d=\text{const}$) откладываем величину $I_{\text{пот}}=180$ кДж/кг сух. газ., пользуясь шкалой теплосодержаний на $I-d$ -диаграмме, получим точку D .

Соединим точку D с точкой B — начала процесса сушки и получим линию, которая показывает, с каким средним изменением теплосодержания, влагосодержания и температур сушильного агента пойдет действительный процесс сушки (луч действительного процесса сушки).

Конечные параметры действительного процесса сушки нами установлены ранее принятой $t_k=110^\circ$. Линия пересечения луча действительного процесса сушки с линией $t_k=110^\circ$ даст точку E — конца процесса сушки, для которой $d_k=265$ г/кг сух. газ.

Действительный расход газов на сушку будет равен:

$$G_{\text{газ}} = \frac{1000d}{d_k - d_n} = \frac{1000 \cdot 1750}{265 - 35,1} = 7620 \text{ кг сух. газ./ч.}$$

Расход тепла на сушку находим по формуле (372)

$$Q = G_{\text{газ}}(I_n' - I_{\text{пот}}) = 4,2nt_M \text{ кДж/ч},$$

где $I_n'=898$ кДж/кг (см. рис. 64) или по $I-d$ -диаграмме рис. 60 для точки B' , как для воздуха при $t_{\text{воз}}=800^\circ$; $Q=7620(898-38)=4,2 \cdot 1750 \cdot 5=6\,513\,200$ кДж/ч. Расход тепла в топке

$$Q_{\text{топ}} = \frac{6\,513\,200}{0,9} = 7\,230\,000 \text{ кДж/ч.}$$

Расход мазута

$$B = \frac{7\,230\,000}{39\,739} = 181 \text{ кг/ч.}$$

При установке двух форсунок на топку производительность каждой форсунки следует брать в пределах до 100 кг/ч.

Удельный расход тепла на сушку, отнесенный к 1 кг испаренной влаги, будет равен:

$$q_w = \frac{723\,000}{1750} = 4125 \text{ кДж/кг вл.}$$

8. Составляем таблицу теплового баланса сушильного барабана

Наименование статей	Количество тепла		
	кДж/ч	кДж/кг вл.	%
Приход тепла			
1. Тепло, вносимое топливом в топку. $q_T = BQ_n^p = 181 \cdot 39\,739$	7 230 000	4125	98,0
2. Тепло, вносимое атмосферным воздухом, $q_{\text{воз}} = \alpha I_n' i_{\text{воз}} B = 2,98 \cdot 10,57 \cdot 1,3 \cdot 20 \cdot 181$	148 000	85	2,0
Всего:	7 378 000	4210	100,0
Расход тепла			
1. Нагрев материала q_m	837 500	473	11,3
2. Потери в окружающую среду $q_{\text{окр}}$	278 000	159	3,8
3. Испарение и нагрев влаги материала $q_{\text{исп}} = (2493 + 1,97t_k - 4,2 t_n') n = (2493 + 1,97 \cdot 110 - 4,2 \cdot 5) \cdot 1750$	4 700 000	2682	63,7
4. Тепло отходящих газов, за исключением тепла, уносимого испаряющейся влагой, $q_{\text{гх}} = (\alpha L_0' + \Delta V) B i_{\text{гх}} = (2,98 \cdot 10,57 + 0,64) \cdot 181 \cdot 143$	830 000	473	11,2
5. Потери тепла в топке $q_{\text{топ}} = BQ_n^p(1 - \eta_{\text{топ}}) = 181 \cdot 39\,739(1 - 0,9)$	723 000	412	9,8
6. Неизбека баланса	+11 300	+6	+0,2
Всего:	7 378 000	4210	100,0

9. Расход воздуха и объем отходящих газов.
Количество воздуха, необходимое для горения,

$$V'_{\text{воз}} = L'_a B = 12,68 \cdot 181 = 2290 \text{ н.м}^3/\text{ч.}$$

Количество воздуха, необходимое для разбавления дымовых газов в камере смешения,

$$V'_{\text{воз}} = \alpha_{\text{обм}} L'_a B - V'_{\text{воз}} \text{ н.м}^3/\text{ч.}$$

$$V'_{\text{воз}} = 2,98 \cdot 10,57 \cdot 181 - 2290 = 3400 \text{ н.м}^3/\text{ч.}$$

Определим объем отходящих газов при выходе из сушильного барабана по формуле

$$V_{\text{см}} = \frac{G_{\text{см}}}{\rho_{\text{см}}} \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Количество газов, выходящих из сушильного барабана, равно:

$$G_{\text{см}} = (1 + 0,001 d_k) G_{\text{газ}} + a \text{ кг/ч.}$$

$$G_{\text{см}} = (1 + 0,001 \cdot 35,1) \cdot 7620 + 1750 = 9650 \text{ кг/ч.}$$

Плотность отходящих газов при $t_{\text{ух}} = 110^\circ$ определим по формуле (367)

$$\rho_{\text{см}} = \frac{353 - 0,0013 p_n}{273 + t_{\text{ух}}} \text{ кг/м}^3.$$

Парциальное давление водяного пара в отходящих газах определим по t - d -диаграмме. При конечных параметрах $t_k = 110^\circ$ и $d_k = 265 \text{ г/кг}$ сух. газ. $p_a = 29\,000 \text{ н/м}^2$ (шкала внизу справа). Тогда

$$\rho_{\text{см}} = \frac{353 - 0,0013 \cdot 29\,000}{383} = 0,823 \text{ кг/м}^3.$$

Действительный объем влажных газов, уходящих из сушильного барабана при $t_{\text{ух}} = 110^\circ$ и $d_k = 265 \text{ г/кг}$ сух. газ., будет равен:

$$V_{\text{см}} = \frac{9650}{0,823} = 11\,700 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Скорость газов при выходе из барабана

$$v_{\text{газ}} = \frac{4V_{\text{см}}}{3600\pi D_0^2 (1 - \beta)} = \frac{4 \cdot 11\,700}{3600\pi \cdot 2^2 (1 - 0,2)} = 1,3 \text{ м/сек.}$$

§ 7. Пример теплового расчета пневмосушила

Рассчитать сушильную трубу для сушки глины производительностью 15 т/ч высушенной глины. Начальная относительная влажность глины $\omega_n = 18,0\%$, конечная $\omega_k = 7,0\%$. Температура газов при входе в трубу $t_n = 350^\circ$. Диаметр наиболее крупных кусков глины 10 мм. Сушка производится дымовыми газами, разбавленными воздухом. В топке сжигается природный газ Саратовского месторождения.

1. Количество испаряемой влаги определим по формуле (354)

$$n = 15\,000 \frac{18,0 - 7,0}{1000 - 18,0} = 2010 \text{ кг/ч.}$$

вес влажной глины, поступающей на сушку,

$$p_{\text{вл}} = p_k + n = 15\,000 + 2010 = 17\,010 \text{ кг/ч.}$$

2. Плотность глины. Принимаем плотность сухой глины $\rho_s = 1450 \text{ кг/м}^3$ (табл. 34).

Таблица 34

Плотность некоторых материалов (вес в куске)

Наименование	Плотность, г/см ³ или кг/м ³	Наименование	Плотность, г/см ³ или кг/м ³
Антрацит	1,3—1,8	Кварцит сырой	2,66—2,67
Асбест	2,1—2,8	Мел	1,8—2,7
Бурый уголь	1,1—1,44	Мергель	2,3—2,5
Гипс кристаллический	2,17—2,31	Пемза натуральная	0,37—0,9
Глина сухая	1,25—1,52	Песок сухой	1,4—1,65
Доломит	2,1—2,95	Песок мокрый	1,95—2,05
Известняк	2,3—3,0	Торф сухой	0,1—1,0
Каменный уголь	1,2—1,5	Шлак	2,5—3,0

Плотность глины находим по формуле (343):
при начальной влажности $\omega_n = 18,0\%$

$$\rho_n = 1450 \frac{100}{100 - 18} = 1770 \text{ кг/м}^3,$$

при конечной влажности $\omega_k = 7,0\%$

$$\rho_k = 1450 \frac{100}{100 - 7} = 1560 \text{ кг/м}^3.$$

3. Состав и теплотворность топлива.

Расчет горения природного газа дан в тл. II. $Q_n = 35\,485 \text{ кДж/нм}^3$.

4. Теоретически необходимое количество сухого воздуха для горения газа $L_0 = 9,42 \text{ н.м}^3/\text{нм}^3$.

По t - d -диаграмме находим влагосодержание атмосферного воздуха ($t = 17^\circ$ и $\varphi = 70\%$) — $d = 9,0 \text{ г/кг}$ сух. воз. Тогда теоретически необходимое для горения количество атмосферного воздуха составит:

$$L'_0 = (1 + 0,0016 \cdot 9) \cdot 9,42 = 9,55 \text{ н.м}^3/\text{нм}^3.$$

5. Количество продуктов горения при $\alpha = 1,0$ равно:

$$V_{\text{CO}_2} = 0,01 (0,2 + 93,0 + 2 \cdot 1,2 + 3 \cdot 0,7 + 4 \cdot 0,4 + 5 \cdot 0,2) = 1,003 \text{ н.м}^3/\text{нм}^3;$$

$$V_{\text{H}_2\text{O}} = 0,01 (2 \cdot 93,0 + 3 \cdot 1,2 + 4 \cdot 0,7 + 5 \cdot 0,4 + 6 \cdot 0,2 + 1,0 + 0,16 \cdot 9,0 \cdot 9,42) = 2,111 \text{ н.м}^3/\text{нм}^3;$$

$$V_{\text{N}_2} = 0,01 \cdot 3,3 + 0,79 \cdot 9,42 = 7,475 \text{ н.м}^3/\text{нм}^3; V_{\text{O}_2} = 0,00 \text{ н.м}^3/\text{нм}^3.$$

Общее количество продуктов горения составит:

$$V_0 = 1,003 + 2,111 + 7,475 = 10,589 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

6. Теплосодержание продуктов горения находим по формуле

$$i_{\text{общ}} = \frac{Q_H}{V_0} + \frac{c_{\text{воз}} t_{\text{воз}} L'_0}{V_0} + \frac{c_{\text{газ}} t_{\text{газ}}}{V_0} \text{ кДж/м}^3,$$

где $c_{\text{воз}} = 1,30 \text{ кДж/м}^3 \cdot \text{град}$; $t_{\text{воз}} = 17^\circ$; $c_{\text{газ}} = 1,50 \text{ кДж/м}^3 \cdot \text{град}$; $t_{\text{газ}} = 15^\circ$.

$$i_{\text{общ}} = \frac{35485}{10,589} + \frac{1,3 \cdot 17 \cdot 9,55}{10,589} + \frac{1,5 \cdot 15}{10,589} = 3360 \text{ кДж/м}^3.$$

7. Находим коэффициент расхода воздуха при разбавлении продуктов горения для получения температуры смеси $t_n = 350^\circ$. Составим уравнение баланса тепла на 1 м³ продуктов горения, принимая к. п. д. топки и смесительной камеры равным 0,9.

$$i_{\text{общ}} \cdot 0,9 + \frac{c_{\text{воз}} t_{\text{воз}} x}{V_0} = i_{\text{лим}}^{350} + \frac{x}{V_0} \cdot i_{\text{воз}}^{350},$$

где x — количество вводимого для разбавления атмосферного воздуха, м³/м³ газ.;

$i_{\text{лим}}^{350} = 500 \text{ кДж/м}^3$, $i_{\text{воз}}^{350} = 460 \text{ кДж/м}^3$ (по i — t -диаграмме, см. рис. 2)

$$3360 \cdot 0,9 + \frac{1,3 \cdot 17 \cdot x}{10,589} = 500 + \frac{460 \cdot x}{10,589},$$

откуда $x = 61,3 \text{ м}^3/\text{м}^3$.

Общее количество воздуха, идущее на разбавление дымовых газов и горение, будет равно:

$$L'_0 = L_0 + x = 9,55 + 61,3 = 70,85 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Общий коэффициент расхода воздуха составит:

$$\alpha = \frac{L'_0}{L_0} = \frac{70,85}{9,55} = 7,4.$$

8. Для определения начального влагосодержания сушильного агента находим состав разбавленных продуктов горения при $\alpha = 7,4$.

$$V_{\text{CO}_2} = 1,003 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V'_{\text{H}_2\text{O}} = 2,111 + 0,0016 \cdot 9,0 (\alpha - 1) L_0 = 2,111 + 0,0016 \cdot 9,0 \times \\ \times 6,4 \cdot 9,42 = 2,977 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{\text{N}_2} = 7,475 + 0,79 (\alpha - 1) L_0 = 7,475 + 47,5 = 54,975 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_{\text{O}_2} = 0,21 (\alpha - 1) L_0 = 0,21 \cdot 6,4 \cdot 9,42 = 12,63 \text{ м}^3/\text{м}^3;$$

$$V_a = 1,003 + 2,977 + 54,975 + 12,63 = 71,585 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Влагосодержание находим по формуле (369)

$$d_n = \frac{804 \cdot 2,977}{1,977 \cdot 1,003 + 1,251 \cdot 54,975 + 1,429 \cdot 12,63} = 27 \text{ г/кг сух. газ.}$$

9. Теоретический процесс сушки изображаем на I — d -диаграмме (схема показана на рис. 65). Начальная точка B процесса сушки находится на I — d -диаграмме по параметрам $t_n = 350^\circ$ и $d_n = 27 \text{ г/кг сух. газ.}$ Конечную для теоретического процесса точку C находим по $t_k = 70^\circ$ (этой температурой задаемся); при этом по I — d -диаграмме (см. рис. 60) получим $\varphi_k = 55\%$.

Теоретический процесс сушки идет по линии BC (постоянное теплосодержание, равное $I_n = 438 \text{ кДж/кг сух. газ.}$; $I_0 = 38 \text{ кДж/кг сух. газ.}$).

По I — d -диаграмме находим для точки C влагосодержание $d_2 = 140 \text{ г/кг сух. газ.}$

Расход сухих газов для теоретического процесса сушки

$$G_{\text{с. газ}}^{\text{теор}} = \frac{1000 n}{d_2 - d_n} = \frac{1000 \cdot 2010}{140 - 27} = \\ = 17800 \text{ кг сух. газ./ч.}$$

10. Потери теплосодержания газов в процессе сушки составят:

$$q_{\text{пот}} = q_m + q_{\text{окр}} + q_{\text{воз}} \text{ кДж/ч.}$$

где q_m — расход тепла на нагрев материала;

$q_{\text{окр}}$ — потери тепла в окружающую среду;

$q_{\text{воз}}$ — потери тепла с воздухом, вследствие подсоса через неплотности.

Определим расход тепла на нагрев материала. Для этого принимаем начальную температуру глины $t_n = 10^\circ$ и конечную $t_k = 55^\circ$.

Теплоемкость глины находим по формуле (382), теплоемкость сухой глины — по табл. 33.

$$c_n = 0,921 \cdot \frac{100 - w_n}{100} + \frac{4,2 w_n}{100} = 0,921 \cdot 0,82 + \\ + 4,2 \cdot 0,18 = 1,511 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}.$$

$$c_k = 0,921 \cdot \frac{100 - w_k}{100} + \frac{4,2 w_k}{100} = 0,921 \cdot 0,93 + 4,2 \cdot 0,07 = \\ = 1,149 \text{ кДж/кг} \cdot \text{град}.$$

Расход тепла на нагрев материала составит:

$$q_m = 1500 \cdot 1,149 \cdot 55 - 17010 \cdot 1,511 \cdot 10 = 693000 \text{ кДж/ч.}$$

Потери тепла в окружающую среду ориентировочно можно принять в размере 10—15% от расхода тепла на нагрев материала (расчет $q_{\text{окр}}$ может быть выполнен по формуле (245) после определения размеров сушильной трубы)

$$q_{\text{окр}} = 0,12 \cdot 693000 = 83300 \text{ кДж/ч.}$$

Тепло, расходуемое на нагрев атмосферного воздуха, подсысываемого через неплотности сушильной установки (присос воздуха в системе приближенно принимаем 20% от теоретического расхода сушильного агента) составит:

$$q_{\text{воз}} = 0,2 \cdot 17800 \cdot 1,3 \cdot (70 - 17) = 245000 \text{ кДж/ч.}$$

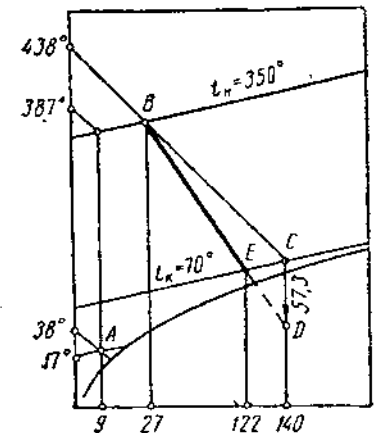


Рис. 65. Графическое изображение процесса сушки к расчету пневмосушителя

Определим общие потери тепла

$$q_{\text{пот}} = 693\,000 + 83\,300 + 245\,000 = 1\,021\,300 \text{ кДж/ч.}$$

Потери теплосодержания будут равны:

$$I_{\text{пот}} = \frac{q_{\text{пот}}}{G_{\text{с.газ}}^{\text{теор}}} = \frac{1\,021\,300}{17\,800} = 57,3 \text{ кДж/кг сух. газ.}$$

11. Действительный процесс сушки изображаем на диаграмме по схеме рис. 65. Откладывая вниз от точки *C* величину $I_{\text{пот}} = 57,3 \text{ кДж/кг сух. газ.}$, получим вспомогательную точку *D*. Линия *BD* дает луч действительного процесса сушки на *I-d*-диаграмме. Пересечение линии *BD* с линией $t_k = 70^\circ$ дает точку *E*, соответствующую параметрам конца процесса сушки. При этом $d_k = 122 \text{ г/кг сух. газ.}$

Действительный расход газов на сушку равен:

$$G_{\text{с.газ}} = \frac{1000n}{d_k - d_n} = \frac{1000 \cdot 2010}{122 - 27} = 21\,1500 \text{ кг сух. газ./ч.}$$

Расход тепла в сушиле определяется по формуле (372)

$$Q = G_{\text{с.газ}} (I_n' - I_0) = 4,2 n_{\text{т.к}} \text{ кДж/ч.}$$

$$Q = 21\,1500 (387 - 38) = 4,2 \cdot 2010 \cdot 10 = 7\,316\,000 \text{ кДж/ч.}$$

Расход тепла в топке равен:

$$Q_{\text{топ}} = \frac{7\,316\,000}{0,9} = 8\,130\,000 \text{ кДж/ч.}$$

Расход природного газа при теплотворности $Q_k = 35\,485 \text{ кДж/м}^3$ составляет:

$$B = \frac{8\,130\,000}{35\,485} = 230 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Удельный расход тепла на сушку равен:

$$q_w = \frac{B Q_k}{n} = \frac{8\,130\,000}{2010} = 4050 \text{ кДж/кг вл.}$$

12. Определим скорость движения газов, превышающую на 10% скорость вращения частиц (минимальную скорость газового потока).

Плотность газа при входе в сушильную трубу с температурой $t_n = 350^\circ$ будет равна:

$$\rho_{\text{газ}} = \frac{\rho_{0\text{газ}}}{1 + \frac{t_n}{273}} = \frac{1,275}{2,28} = 0,559 \text{ кг/м}^3.$$

Плотность газа при 0° определяем по его составу, который был ранее рассчитан.

$$\begin{aligned} \rho_{0\text{газ}} &= \frac{1,977 \cdot 1,003 + 1,251 \cdot 54,975 + 1,429 \cdot 12,63 + 0,804 \cdot 2,977}{71,585} = \\ &= \frac{91,13}{71,585} = 1,275 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

Минимальная скорость газового потока в начале трубы определяется по формуле (339)

$$w_{\text{газ}} = 5,7 \sqrt{\frac{0,01 \cdot 1770}{0,559}} = 32,1 \text{ м/сек.}$$

Плотность газа в конце трубы находим с учетом испарившейся из материала влаги. Количество испарившейся влаги, приходящееся на 1 м^3 горючего газа, будет равно:

$$W_{\text{вл}} = \frac{n}{B_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{2010}{230 \cdot 0,804} = 10,88 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Общее количество влаги в разбавленных продуктах горения перед выходом из сушила составляет:

$$V_{\text{H}_2\text{O}}^* = 2,977 + 10,88 = 13,857 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Проверим влагосодержание сушильного агента в конце процесса сушки

$$d_k = \frac{804 \cdot 13,857}{1,977 \cdot 1,003 + 1,251 \cdot 54,975 + 1,429 \cdot 12,63} = 125 \text{ г/кг сух. газ.}$$

По *I-d*-диаграмме было найдено $d_k = 122 \text{ г/кг сух. газ.}$, следовательно, расхождение незначительно.

Плотность газа в конце трубы при 0° находим по его составу

$$\begin{aligned} \rho_{0\text{газ}} &= \frac{1,977 \cdot 1,003 + 1,251 \cdot 54,975 + 1,429 \cdot 12,63 + 0,804 \cdot 13,857}{71,585 + 10,88} = \\ &= 1,21 \text{ кг/м}^3. \end{aligned}$$

Плотность газа при выходе из сушила с температурой 70° составит:

$$\rho_{\text{газ}} = \frac{1,21}{1 + \frac{70}{273}} = 0,964 \text{ кг/м}^3.$$

(Здесь не учитываются подсосы атмосферного воздуха, увеличивающего плотность газа.)

Минимальная скорость газового потока при выходе из трубы определяется по формуле (339)

$$w_{\text{кон}} = 5,7 \sqrt{\frac{0,01 \cdot 1560}{0,964}} = 22,9 \text{ м/сек.}$$

13. Определим размеры сушильной трубы.

Количество газов, поступающих в трубу-сушило, составит:

$$G_{\text{см}} = (1 + 0,001 d_k) G_{\text{с.газ}} = (1 + 0,001 \cdot 27) \cdot 21\,150 = 21\,710 \text{ кг/ч.}$$

Секундный расход сушильного агента при входе в сушило с температурой $t_n = 350^\circ$ равен:

$$V_1 = \frac{21\,710}{0,559 \cdot 3600} = 10,78 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Определяем диаметр трубы по формуле (333)

$$D_1 = 1,13 \sqrt{\frac{10,78}{32,1}} = 0,655 \text{ м, или } 655 \text{ мм.}$$

При этом диаметре скорость газов в конце трубы определяется по формуле

$$v'_{\text{кон}} = \frac{V'_l}{0,785 D^2} \text{ м/сек.}$$

где V'_l — объем газов при выходе из сушила, м³/сек.

$$V'_l = \frac{G_{\text{см}} + n}{\rho_l 3600} = \frac{21\,710 + 2010}{0,964 \cdot 3600} = 6,85 \text{ м}^3/\text{сек. или } 24\,600 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Тогда $v'_{\text{кон}} = \frac{6,85}{0,785 \cdot 0,655^2} = 20,4 \text{ м/сек.}$

Эта скорость ниже, чем минимальная расчетная, поэтому трубу необходимо выполнить с небольшим сужением кверху. Диаметр вверху трубы должен быть не более

$$D_2 = 1,13 \sqrt{\frac{6,85}{22,9}} = 0,617 \text{ м, или } 617 \text{ мм.}$$

Принимаем $D_2 = 610 \text{ мм.}$

Скорость газов в трубе может быть принята более чем на 20% выше скорости витания. Поэтому диаметр вверху трубы, равный 610 мм, является максимальным для заданной производительности сушила.

Концентрация материала в начале сушильной трубы равна:

$$\mu_n = \frac{G_m}{G_{\text{газ}}} = \frac{17\,010}{21\,710} = 0,783 \text{ кг/кг,}$$

а в газовом потоке в конце сушильной трубы

$$\mu_k = \frac{15\,000}{21\,710 + 2010} = 0,633 \text{ кг/кг.}$$

Для труб-сушил данная концентрация материала в газовом потоке соответствует оптимальным значениям.

Высоту трубы-сушила определяем по напряженности сушильного объема по влаге, принимая $m_0 = 250 \text{—} 350 \text{ кг/м}^3 \cdot \text{ч.}$

Для $m_0 = 300 \text{ кг/м}^3 \cdot \text{ч}$ при среднем диаметре $D_{\text{тр}} = 0,63 \text{ м}$ длина трубы будет равна:

$$L = \frac{n}{m_0 F} = \frac{2010}{300 \cdot 0,785 \cdot 0,63^2} = 21,6 \text{ м,}$$

14. Составляем таблицу теплового баланса сушильной трубы.

При совмещенном помоле и сушке материалов в сушильной трубе, когда заданный размер частиц материала равен не более 2 мм, скорость газового потока в начале трубы должна быть равна:

$$v_{\text{газ}} = 5,7 \sqrt{\frac{0,002 \cdot 1770}{0,559}} = 11,3 \text{ м/сек;}$$

скорость в конце трубы

$$v_{\text{кон}} = 5,7 \sqrt{\frac{0,002 \cdot 1560}{0,964}} = 10,3 \text{ м/сек.}$$

Наименование статьи	Количество тепла		
	кдж/ч	кдж/кг в.в.	%
Приход тепла			
1. Тепло, вносимое топливом в топку, $q_T = BQ_H = 230 \cdot 35\,485$	8 130 000	4050	95,8
2. Тепло, вносимое атмосферным воздухом при $\alpha = 7,4$, $q_{\text{воз}} = BL'_a i_{\text{воз}} = 230 \cdot 7,4 \cdot 9,55 \cdot 1,3 \times 17$	358 000	178	4,2
Всего:	8 488 000	4228	100,00
Расход тепла			
1. Потери тепла в топке $q_1 = BQ_H (1 - \eta_T) = 8\,130\,000 (1 - 0,9)$	813 000	405	9,6
2. Нагрев материала q_m	693 000	345	8,1
3. Потери в окружающую среду $q_{\text{окр}}$	83 300	41	1,0
4. Нагрев воздуха, подсосываемого в установку, $q_{\text{воз}}$	245 000	122	2,9
5. Испарение и нагрев влаги материала $q_{\text{исп}} = (2493 + 1,97 \cdot 70 - 4,2 \cdot 10) \times 2010$	5 210 000	2505	61,4
6. Тепло отходящих газов (без учета тепла, уносимого испарившейся влагой) $q_{\text{отх}} = V_a B i_{\text{отх}} = 71,583 \cdot 230 \cdot 1,3 \times 70$	1 450 000	723	17,1
7. Невязка баланса	-6300	-3	-0,1
Всего:	8 488 000	4228	100,0

Диаметр трубы-сушила по формуле (333) составит:

$$D_1 = 1,13 \sqrt{\frac{10,78}{14,3}} = 0,98 \text{ м, или } 980 \text{ мм.}$$

При этом диаметре скорость газов в конце трубы с учетом подсосов воздуха равна:

$$v'_{\text{кон}} = \frac{7,827}{0,785 \cdot 0,98^2} = 10,4 \text{ м/сек.}$$

$$v_{\text{кон}} = \frac{0.85}{0.785 \cdot 0.98^2} = 9,1 \text{ м/сек.}$$
$$D_2 = 1,13 \sqrt{\frac{6,85}{10,3}} = 0,92 \text{ м, или } 920 \text{ мм.}$$
$$P = \frac{5\,600\,000 \cdot 100}{350 \cdot 24 (100 - 5)} = 702 \text{ кг/ч.}$$
$$P_c = 702.1 \cdot 1.10 = 772 \text{ кгс/м}^2.$$
$$P_{\text{га}} = P_{\text{с}} \cdot \frac{100}{100 - \omega_{\text{H}}} = 772 \cdot \frac{100}{81} = 920 \text{ кг/м}^3.$$
$$P_M = P_c \frac{100}{100 - w_k} = 772 \cdot \frac{100}{99} = 780 \text{ кг/ч.}$$
$$n = 920 \cdot \frac{16 - 1}{100 - 1} = 920 - 780 = 140 \text{ кг/г.}$$
$$G_c^r = \frac{n \cdot 1000}{d_0 - d_n} = \frac{140 - 1000}{27 - 9} = 7780 \text{ кг сук. в оз. / г.}$$
$$n = \frac{P_{\text{вс}}}{G_{\text{в}}} = \frac{702.36}{2.18} = 102 \text{ шт.}$$
$$T = \frac{10.2}{17} = 6.$$
$$L = nt = 17,1700 = 28\,900 \text{ шт.}$$

Находим ширину туннеля

$$B = b \div 2.50 = 800 \div 2.50 = 320 \text{ m.u.}$$

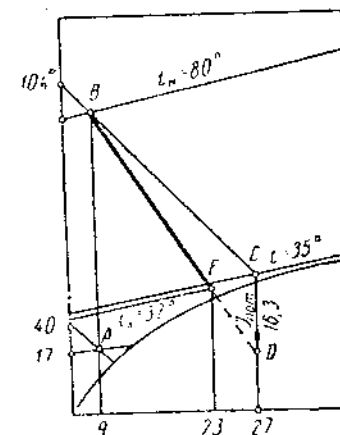
$$B_c = 6.900 + 7.380 = 8060 \text{ M.M.}$$
$$q_M = P_M c_M (t_K - t_H) \kappa \partial \mathcal{H}_t^+ | t,$$


Рис. 66. Графическое изображение процесса сушки к расчету туннельного сушила

где $P_m = 780 \text{ кг/ч}$;

$$c_m = 0,921 \cdot \frac{100 \cdot 1}{100} + \frac{4,2 \cdot 1}{100} = 0,956 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град};$$

$t_n = 65^\circ$ (принимая на 15° ниже начальной температуры сушильного агента при противоточном движении воздуха и вагонеток с издлиями), тогда $q_m = 780 \cdot 0,956 (65 - 10) = 41\,000 \text{ кдж/ч}$.

Расход тепла на нагрев транспортирующих устройств определяем по формуле

$$q_{тр} = G_{тр} c_{тр} (t_k - t_n) \text{ кдж/ч},$$

Масса металлической части вагонетки равна $G_{мет} = 202,4 \text{ кг}$. Масса деревянной части вагонетки равна $G_{дер} = 24,6 \text{ кг}$ (эти данные берутся по чертежу вагонетки).

Теплоемкость стали $c_{мет} = 0,47 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$; теплоемкость дерева $c_{дер} = 1,13 \text{ кдж/кг} \cdot \text{град}$. Начальная температура вагонетки $t_k = 10^\circ$, конечная температура металлической части вагонетки 80° , деревянной части 60° .

В час поступает вагонеток в сушило $\frac{102}{36} = 2,84$ шт. (проталкивание вагонетки в каждый туннель производится через 2 ч 7 мин), тогда

$$q_{тр} = 202,4 \cdot 2,84 \cdot 0,47 (80 - 10) + 24,6 \cdot 2,84 \cdot 1,13 (60 - 10) = 23\,200 \text{ кдж/ч},$$

Потери тепла в окружающую среду через стены, потолок, пол и двери определяем по формуле

$$q_{окр} = 3,6 K (t'_{ср} - t_{окр}) F \text{ кдж/ч},$$

где K — коэффициент теплопередачи, который определяем по формуле

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{1}{\alpha_2}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Средняя температура сушильного агента

$$t'_{ср} = \frac{80 + 35}{2} = 58^\circ$$

(температура окружающей среды была принята равной 17°).

Коэффициент теплоотдачи внутри сушила от движущегося сушильного агента к стенкам камеры при скорости 2 м/сек определяем по формуле (приложение 13)

$$\alpha_k = 5,6 + 4,2 = 13,6 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Коэффициент теплопроводности кирпичной стенки равен:

$$\lambda_1 = 0,48 \text{ вт/м} \cdot \text{град} \text{ (по приложению 15)}.$$

Коэффициент теплоотдачи от стенки в окружающую среду определяем по номограмме (см. рис. 25) для $\Delta t = 15^\circ$

$$\alpha_2 = 10,2 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Коэффициент теплопередачи составляет:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{13,6} + \frac{0,38}{0,48} + \frac{1}{10,2}} = 1,04 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Теплоотдающая поверхность стенок (определяется обычно по чертежу или эскизу)

$$F = 2 \cdot 29,5 \cdot 2,4 = 142 \text{ м}^2.$$

Потери тепла через стены равны:

$$q_{ст} = 3,6 \cdot 1,04 (58 - 17) \cdot 142 = 21\,800 \text{ кдж/ч}.$$

Находим поверхность потолка, выполненного из железобетонных плит,

$$F_{п} = 29,5 \cdot 8,06 = 238 \text{ м}^2.$$

Коэффициент теплопроводности железобетона $\lambda = 1,55 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$; для теплоизоляционной засыпки $\lambda = 0,12 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$ (приложение 14).

По графику (см. рис. 25) находим $\alpha_2 = 11,3 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$.

Коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{13,6} + \frac{0,07}{1,55} + \frac{0,15}{0,12} + \frac{1}{11,3}} = 0,688 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Потери тепла через потолок

$$q_{пот} = 3,6 \cdot 0,688 (58 - 17) \cdot 238 = 24\,200 \text{ кдж/ч}.$$

Потери тепла через пол сушила принимаем 10 вт/м^2 , тогда

$$q_{пол} = 3,6 \cdot 10 \cdot 8,06 \cdot 29,5 = 8550 \text{ кдж/ч}.$$

Определяем потери тепла через дверки со стороны подачи теплоносителя: поверхность шести дверок, выполненных из дерева толщиной 50 мм ($\lambda = 0,16 \text{ вт/м} \cdot \text{град}$),

$$F_{дв} = 2,4 \cdot 0,9 \cdot 6 = 12,95 \text{ м}^2;$$

коэффициент теплопередачи

$$K = \frac{1}{\frac{1}{13,6} + \frac{0,05}{0,16} + \frac{1}{10,2}} = 2,06 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

тогда $q'_{дв} = 3,6 \cdot 2,06 (80 - 17) \cdot 12,95 = 6020 \text{ кдж/ч}.$

Потери тепла через дверки со стороны выдачи вагонеток равны:

$$q''_{дв} = 3,6 \cdot 2,06 (35 - 17) \cdot 12,95 = 1730 \text{ кдж/ч}.$$

Суммарные потери тепла в окружающую среду составят:

$$q_{окр} = 21\,800 + 24\,200 + 8550 + 6020 + 1730 = 62\,300 \text{ кдж/ч}.$$

Общие потери тепла в сушиле

$$q_{пот} = q_m + q_{тр} + q_{окр} = 41\,000 + 23\,200 + 62\,300 = 126\,500 \text{ кдж/ч}.$$

Потери теплосодержания воздуха в сушиле находим по формуле

$$I_{пот} = \frac{q_{пот}}{C_p^1} = \frac{126\,500}{7780} = 16,3 \text{ кдж/кг сух. воз.}$$

5. Действительный расход воздуха на сушку определяем с помощью $I-d$ -диаграммы. Для этого по $I-d$ -диаграмме от точки С вниз откладываем величину $I_{пот}$ кдж/кг сух. воз. Действительный процесс сушки избира-

жаются линией BE. Конечные параметры сушильного агента $t_n=32^\circ$; $\phi_n=80\%$; $d_n=23$ г/кг сух. воз. (парциальное давление водяных паров $p_n=3470$ н/м²). Построение процесса дано на рис. 59 и 66.

Действительный расход воздуха на сушку равен:

$$G_{с.воз} = \frac{140 \cdot 1000}{23 - 9} = 10\,000 \text{ кг сух. воз./ч}$$

или

$$g_w = \frac{10\,000}{140} = 71,5 \text{ кг/кг вл.}$$

Количество воздуха, подаваемого в сушило при $t_{воз}=17^\circ$ и $V=0,85$ м³/кг сух. воз. (приложение 40), составит:

$$V'_{воз} = V G_{с.воз} = 0,85 \cdot 10\,000 = 8500 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

При температуре 80° действительный расход воздуха равен:

$$V_{воз} = 8500 \left(1 + \frac{80 - 17}{273} \right) = 10\,450 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

Количество отработанного воздуха, удаляемого из сушила при $t_n=32^\circ$, находим по формуле

$$V_{ух} = \left(\frac{G_{см}}{\rho_0} + \frac{n}{0,8} \right) (1 + \beta t) \text{ м}^3/\text{ч.}$$

где $G_{см} = 1,009 \cdot 10\,000 = 10\,090$ кг/ч;

ρ_0 — плотность отработанного воздуха

$$\rho_0 = \frac{353 - 0,0013 \cdot 3470}{273} = 1,2 \text{ кг/м}^3, \quad (367)$$

$$\text{тогда } V_{ух} = \left(\frac{10\,090}{1,2} + \frac{140}{0,8} \right) \left(1 + \frac{32}{273} \right) = 9600 \text{ м}^3/\text{ч.}$$

6. Расход тепла на сушку находим по формуле (372)

$$Q = 10\,000 (104 - 40) - 4,2 \cdot 140 \cdot 10 = 634\,120 \text{ кДж/ч.}$$

Удельный расход тепла на сушку (для летних условий) равен:

$$g_w = \frac{Q}{n} = \frac{634\,120}{140} = 4520 \text{ кДж/кг вл.}$$

7. Составляем тепловой баланс сушила.

Приход тепла

Потребное количество тепла, которое необходимо внести с воздухом, отбираемым из зоны охлаждения печи, учитывая нагрев его от 17° до 80° (для летних условий), равен по расчету $634\,120$ кДж/ч, удельный расход равен 4520 кДж/кг вл.

Наименование статьи	Количество тепла		
	кДж/ч	кДж/кг вл.	%
Расход тепла			
1. Нагрев материала q_m	41 000	292	6,5
2. Нагрев транспортирующих устройств $q_{тр}$	23 200	165	3,7
3. Потери на окружающую среду $q_{окр}$	62 300	444	9,8
4. Испарение и нагрев влаги материала $q_{исп} = (2493 + 1,97 \cdot 32 - 4,2 \cdot 10) + 140$	352 000	2513	55,5
5. Тепло, уходящее с отработанным воздухом, $q_{ух} = 10\,000 [1 \cdot (32 - 17) + 0,009 + 1,97 (32 - 17)]$	152 660	1085	24,0
6. Невязка баланса	-2960	+21	+0,5
Всего:	634 120	4520	100,0

Для зимних условий работы расход тепла будет больше, но количество подаваемого воздуха меньше. Если принять для г. Свердловска средние значения температуры воздуха -16° и $\phi=84\%$ (табл. 36), то расход воздуха будет равен:

$$G_{с.воз} = \frac{140\,000}{17,5 - 0,6} = 8500 \text{ кг сух. воз./ч.}$$

Удельный расход воздуха составит $60,7$ кг/кг вл.

Величины влагосодержания и теплосодержания сушильного агента взяты по $t-d$ диаграмме (рис. 59). При этом начальные параметры холодного воздуха приближенно равны $d_n=1,0$ г/кг сух. воз., $t_{вх}=-13^\circ$ кДж/кг сух. воз. Теплосодержание воздуха при $t_n=80^\circ$ и $d_n=1,0$ г/кг сух. воз. равно $I_n=84$ кДж/кг сух. воз. Для действительного процесса сушки влагосодержание $d_{н.в.}=17,5$ г/кг сух. воз.

Расход тепла для зимних условий будет равен:

$$Q = 8500 (84 - 13) - 4,2 \cdot 140 \cdot 10 = 819\,100 \text{ кДж/ч.}$$

Удельный расход тепла $q_w=5850$ кДж/кг вл.

Так как теплоноситель поступает в сушило из зоны охлаждения печи, то при расчете вентиляторов для подачи и отбора теплоносителя следует пользоваться данными для летних условий работы.

Некоторые данные по удельному расходу тепла на сушку изделий и материалов приводятся в приложении 38.

АЭРОДИНАМИЧЕСКИЕ РАСЧЕТЫ

§ 1. Основы механики газов и расчет напоров

Работа промышленной печи в значительной степени зависит от ее аэродинамической характеристики.

Изучение аэродинамической характеристики садки изделий позволяет создать более правильное распределение движущихся газов по ее сечению, что очень важно для получения равномерного нагрева или охлаждения обжигаемых изделий.

Аэродинамическое сопротивление в рабочем пространстве печи определяет количество, скорость движения газов и величину действующего напора, необходимого для перемещения газов. Величина действующего напора в рабочем пространстве печи характеризует газообмен между окружающей средой и рабочим пространством, который в значительной степени влияет на теплообменные процессы и равномерность нагрева изделий.

Аэродинамические расчеты печей или сушил отличаются тем, что движение газов происходит обычно при небольших давлениях, но при относительно высоких температурах, за редким исключением применяются высокие давления воздуха (или пара) для организации процессов сжигания топлива или для эжекции газов.

Обычно аэродинамические расчеты при проектировании печей или сушил выполняются с целью определения сопротивлений на пути движения газов, воздуха или продуктов горения, что необходимо для выбора тяго-дутьевых средств или расчета дымовой трубы.

Герметический напор или давление определяется по формуле

$$h_{\text{г}} = Hg(\rho_{\text{окр}} - \rho_{\text{г}}) \text{ н/м}^2, \quad (398)$$

где H — высота газового столба, м;

$\rho_{\text{окр}}$ — плотность окружающего воздуха, кг/м^3 ;

$\rho_{\text{г}}$ — плотность легкого (нагретого) газа, кг/м^3 .

Герметический напор не зависит от скорости движения газов, но зависит от температур газов и окружающей среды. При нагревании газов на 1° они увеличивают свой объем на величину

$\beta = 1/273$, поэтому

$$V_t = V_0(1 + \beta t) \text{ м}^3; \quad (399)$$

$$v_t = v_0(1 + \beta t) \text{ м/сек}; \quad (400)$$

$$\rho_t = \frac{\rho_0}{1 + \beta t} \text{ кг/м}^3, \quad (401)$$

где V_t , v_t и ρ_t — соответственно объем, скорость и плотность газа при данной температуре;

V_0 , v_0 , ρ_0 — те же величины при нормальных условиях (0° и $101,3 \text{ кн/м}^2$).

Формулу (398) можно представить в следующем виде

$$h_{\text{г}} = Hg \left(\frac{\rho_{\text{окр}}}{1 + \beta t_{\text{окр}}} - \frac{\rho_{\text{г}}}{1 + \beta t_{\text{г}}} \right) \text{ н/м}^2. \quad (402)$$

Плотность газов зависит от их состава. Приближенно для продуктов горения $\rho_0 = 1,3 - 1,32 \text{ кг/м}^3$. Плотность продуктов горения можно определить по следующей формуле [6]:

$$\rho_0 = 1,28 + 0,694\rho_{\text{CO}_2} - 0,46\rho_{\text{H}_2\text{O}} \text{ кг/м}^3, \quad (403)$$

где ρ_{CO_2} и $\rho_{\text{H}_2\text{O}}$ — содержание CO_2 и H_2O в объемных долях.

Для генераторного газа $\rho_0 = 1,0 - 1,1 \text{ кг/м}^3$; для коксового газа $\rho_0 = 0,49 - 0,50 \text{ кг/м}^3$; для природного газа $\rho_0 = 0,73 - 0,89 \text{ кг/м}^3$ (см. приложение 3).

Плотность атмосферного воздуха зависит от климатических условий: для сухого воздуха $\rho_0 = 1,293 \text{ кг/м}^3$; при влагосодержании $d = 10 \text{ г/кг сух. воз.}$, $\rho_0 = 1,285 \text{ кг/м}^3$; в зимних условиях атмосферный воздух имеет $\rho_0 = 1,292 \text{ кг/м}^3$.

В расчетах обычно принимают плотность сухого воздуха, а температуру окружающего воздуха — в зависимости от климатических условий. Обычно для местности с холодным климатом среднюю температуру воздуха принимают $t_{\text{окр}} = -10 \div +10^\circ$; с умеренным $t_{\text{окр}} = +5 \div +20^\circ$; с жарким $t_{\text{окр}} = +15 \div +25^\circ$. Значения величин $(1 + \beta t)$ для различных температур приведены в приложении 41.

Кинетическая энергия движущегося газа, выраженная величиной скоростного (динамического) напора, определяется по формуле

$$h_{\text{ск}} = \frac{v_t^2}{2} \rho_t \text{ н/м}^2 \quad (404)$$

или

$$h_{\text{ск}} = \frac{v_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta t) \text{ н/м}^2. \quad (405)$$

Значения величины $\frac{v^2}{2}$ для различных скоростей газов даны в приложении 42.

Характер движения газов определяется критерием Рейнольдса

$$Re = \frac{v_t d}{\nu_t} \quad (406)$$

или

$$Re = \frac{v_t \rho_0 d}{\mu_t} \quad (407)$$

где ρ_0 — плотность газов (жидкости), кг/м^3 ;

ν_t — коэффициент кинематической вязкости газов при данной температуре, $\text{м}^2/\text{сек}$; значения ν_t приведены в приложении 43;

μ_t — коэффициент динамической вязкости газов (см. приложение 44);

$$\mu = \nu \rho \text{ н} \cdot \text{сек/м}^2; \quad (408)$$

d — приведенный диаметр канала, равный для круглого сечения диаметру трубы, для квадратного канала — стороне квадрата a ; для прямоугольного сечения со сторонами a и b

$$d = \frac{2ab}{a+b} \text{ м}$$

и в общем виде

$$d = \frac{4\omega}{U} \text{ м}, \quad (409)$$

где ω — площадь поперечного сечения канала любой формы, м^2 ;

U — периметр канала, м .

В расчетах критерия Рейнольдса физические величины газов берутся при действительной температуре газов.

Так как

$$v_t \rho_t = v_0 \rho_0, \text{ то } Re = \frac{v_t \rho_t d}{\mu_t} = \frac{v_0 \rho_0 d}{\mu_t}$$

При значениях $Re=2200$ ламинарный режим переходит в турбулентный.

Пример

Определить характер движения воздуха, подаваемого в сушилку по трубопроводу диаметром $D=300$ мм с температурой 200° и количестве $V_0=4000$ $\text{м}^3/\text{ч}$.

Для определения характера движения воздуха необходимо найти критерий Рейнольдса.

Для этого определим скорость движения газов по трубопроводу

$$v_0 = \frac{4000}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,3^2} = 15,75 \text{ м/сек},$$

действительная скорость газов при $t=200^\circ$ составит:

$$v_t = v_0 (1 + \beta t) = 15,75 \cdot 1,73 = 27,25 \text{ м/сек}.$$

(Значения $(1 + \beta t)$ можно найти по приложению 41).

Коэффициент кинематической вязкости для воздуха находим по приложению 43. $\nu_t = 0,000035 \text{ м}^2/\text{сек}$.

Критерий Рейнольдса можно также определить по формуле (407), для этого по приложению 44 находим значение $\mu_t = 0,0000261 \text{ н} \cdot \text{сек/м}^2$, тогда

$$Re = \frac{v_t d}{\nu_t} = \frac{27,25 \cdot 0,3}{0,000035} = 233\,500.$$

Тогда

$$Re = \frac{v_t \rho_t d}{\mu_t} = \frac{15,75 \cdot 1,293 \cdot 0,3}{0,0000261} = 233\,500.$$

При движении газов по каналам (трубопроводам) различного сечения происходит переход напоров из одного вида в другой. При увеличении скоростного напора в узком сечении уменьшается статический напор, т. е. статический переходит в скоростной, скоростной переходит в потерный, уменьшая общий запас энергии движущегося газа.

Если давление газа равно h (н/м^2), то скорость движения его равна:

$$v_t = \sqrt{\frac{2h}{\rho_t}} \text{ м/сек}. \quad (410)$$

При истечении газа через отверстия небольших размеров скорость газа будет равна:

$$v_t = \varphi \sqrt{\frac{2h}{\rho_t}} \text{ м/сек}, \quad (411)$$

где φ — коэффициент сжатия струи; при истечении через отверстия в тонких стенках (отверстия с острыми кромками) $\varphi=0,62$; через цилиндрические сопла $\varphi=0,82$, через сопло Лаваля $\varphi=0,95$.

Под действием геометрического напора в печах происходит выбивание газов или подсосы окружающего воздуха со скоростью, равной

$$v_t = \varphi \sqrt{2H \frac{\rho_{\text{воз}} - \rho_t}{\rho_t}} \text{ м/сек}, \quad (412)$$

где H — высота от линии нулевого давления до центра отверстия, м .

Пример

Определить величину геометрического напора под сводом рабочего пространства печи при $t_a=1500^\circ$. Высота от пода до свода 2 м. Линия нейтраль-

ного давления находится у пода печи. Температура окружающего воздуха $t_{в.ок} = 15^\circ$.

Геометрический напор газов определяем по формуле (402)

$$h_g = 2 \cdot 9,81 \left(\frac{1,293}{1 + \frac{15}{273}} - \frac{1,32}{1 + \frac{1500}{273}} \right) = 20 \text{ н/м}^2.$$

Скорость истечения газов, обладающих высоким давлением, когда плотность газа меняется по уравнению адиабаты, определяется по формуле

$$v = \varphi \sqrt{\frac{2K}{K-1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{K-1}{K}} \right]} \text{ м/сек}, \quad (413)$$

где K — показатель адиабаты; для идеального газа $K=1,4$; перегретого пара $K=1,3$; насыщенного водяного пара $K=1,135$;

$$\frac{p_1}{\rho_1} = RT; \quad R = \frac{8,314}{M} \text{ кДж/кг} \cdot \text{град};$$

M — молекулярная масса газа, кг/кмоль.

При истечении газов через отверстия с резким перепадом давления для воздуха, когда $\frac{p_2}{p_1} < 0,528$, для перегретого пара меньше 0,546, для насыщенного пара 0,577, в узком сечении сопла устанавливается максимально возможная критическая скорость, которая равна:

$$v_{кр} = \beta \sqrt{\frac{p_1}{\rho_1}} \text{ м/сек}, \quad (414)$$

где β — коэффициент, равный для сжатого воздуха 3,33, перегретого пара 3,38 и насыщенного пара 3,23.

Применение расширяющегося сопла Лавала позволяет увеличить скорость истечения газов при том же давлении.

§ 2. Методы расчета аэродинамических сопротивлений

При движении газов в печах и трубопроводах возникают сопротивления, которые рассчитываются как различные виды потерь давления,

$$h_{пот} = \sum h_{тр} + \sum h_{м} + \sum h_{geom}, \quad (415)$$

где $h_{тр}$ — потери на трение о стенки, н/м²;

$h_{м}$ — потери на местные сопротивления, н/м²;

h_{geom} — потери на геометрические сопротивления, н/м².

(Если геометрические напоры способствуют движению газов, то ставится знак минус.)

Потери давления на трение о стенки. Во всех случаях движения газов потери давления будут тем больше, чем больше их удельная кинетическая энергия, поэтому сопротивления пропорциональны скорости напорам газов

$$h_{пот} = \zeta h_{ск} \text{ н/м}^2, \quad (416)$$

где ζ — коэффициент пропорциональности, выражающий собой отношение действующих в газах сил сопротивления к силам инерции. При определении потерь давления на трение — это есть коэффициент сопротивления на трение, равный

$$\zeta_{тр} = \lambda \frac{l}{d}, \quad (417)$$

λ — коэффициент трения газов о стенки, зависящий от критерия Рейнольдса и шероховатости стенок;

$\frac{l}{d}$ — относительная длина канала;

d — приведенный диаметр канала, м.

Для ламинарного движения

$$\zeta_{тр} = \frac{64}{Re} \cdot \frac{l}{d}. \quad (418)$$

Для турбулентного движения газов по гладким металлическим трубам коэффициент сопротивления независимо от исследуемой среды будет равен при $Re \leq 100\,000$ (формула Блазиуса):

$$\zeta_{тр} = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \cdot \frac{l}{d}; \quad (419)$$

для турбулентного движения по шероховатым металлическим трубам

$$\zeta_{тр} = \frac{0,129}{Re^{0,12}} \cdot \frac{l}{d}; \quad (420)$$

для кирпичных каналов по Н. Н. Доброхотову

$$\zeta_{тр} = \frac{0,175}{Re^{0,12}} \cdot \frac{l}{d}. \quad (421)$$

При высокоразвитой турбулентности потока, когда ламинарный слой у поверхности исчезает, коэффициент сопротивления определяется только шероховатостью поверхности канала независимо от значений числа Re .

По данным ЦКТИ

$$\zeta_{тр} = 0,19 \sqrt[3]{\varepsilon} \frac{l}{d}, \quad (422)$$

где $\varepsilon = \frac{k}{d}$ — относительная шероховатость стенок;

k — средняя высота выступов шероховатой стенки:
для стальных новых труб $k = 0,1 \div 0,2$ мм, для чугуновых новых труб $k = 0,3 \div 0,5$ мм, для загрязненных металлических труб $k = 0,8 \div 1,0$ мм, для кирпичных каналов $k = 1 \div 6$ мм [34];

d — приведенный диаметр, мм.

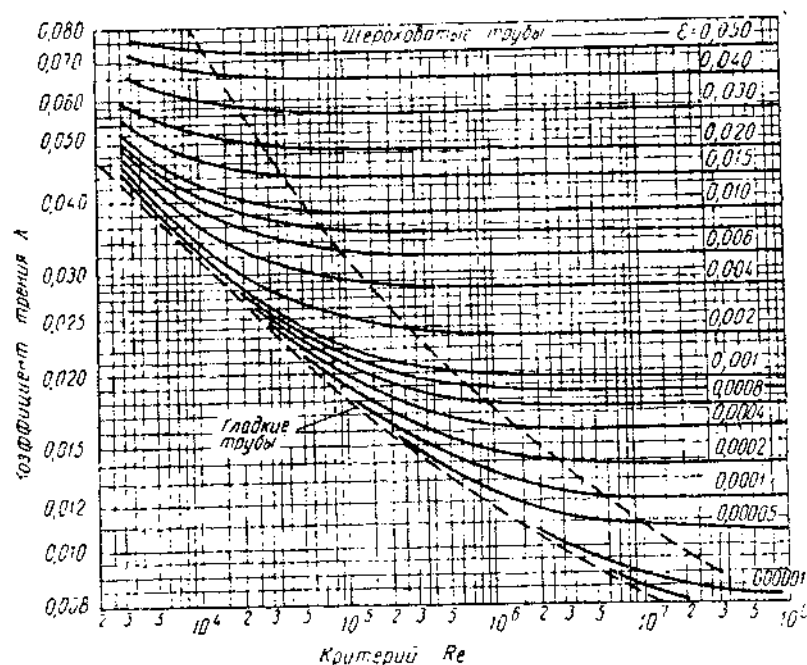


Рис. 67. График для определения коэффициента трения λ в зависимости от Re и ε для технических труб с неравномерной шероховатостью (по Г. А. Мурину)

Для определения коэффициента трения λ в зависимости от Re и ε при турбулентном движении газов по трубам с технической шероховатостью можно воспользоваться графиком Г. А. Мурина (рис. 67).

При расчетах сопротивлений на пути движения воздуха или дымовых газов в печах при турбулентном потоке можно приближенно принять следующие значения коэффициента трения λ :

для металлических труб (чистых)	0,025
" " " с малой коррозией	0,035
" " " с сильной коррозией	0,045
кирпичных каналов	0,05

Общая формула для определения сопротивлений на трение

$$h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta l) \text{ н/м}^2 \quad (423)$$

или

$$h_{тр} = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{v_l^2}{2} \rho_l \text{ н/м}^2, \quad (424)$$

где l — средняя температура движущегося газа на рассматриваемом участке.

Местные сопротивления. При изменении геометрической формы каналов происходит изменение скорости потока, его формы или направления движения, в результате чего на коротком участке канала расходуется значительное количество кинетической энергии. Местные сопротивления рассчитываются по формулам:

$$h_m = \zeta \frac{v_l^2}{2} \rho_l \text{ н/м}^2 \quad (425)$$

или

$$h_m = \zeta \frac{v_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta l) \text{ н/м}^2, \quad (426)$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления, который можно принять по приложению 45.

При выборе коэффициента ζ необходимо учитывать по какой скорости рассчитывается скоростной напор. Обычно при изменениях сечения каналов коэффициент сопротивления ζ относится к скоростному напору, рассчитанному по скорости потока в узком месте. При расширении канала потери напора рассчитываются по скорости до изменения сечения, при сужении потока — по скорости после изменения сечения. В большинстве случаев скоростной напор при расчете местных сопротивлений рассчитывается по скорости, с которой газовый поток подходит к данному местному сопротивлению.

Особенности расчета аэродинамических сопротивлений. В печах и сушилах движение газов или воздуха по каналам осуществляется обычно по сложной схеме.

Для примера на рис. 68 представлена схема воздухопроводов, подающих воздух от вентилятора в разные точки D_1 , D_2 , D_3 и D_4 . Допустим, что потери давления на участке AB равны величине h_1 , на участке BC_1 — h_2 и на участке C_1D_1 — h_3 .

При симметричном разделении потоков можно считать, что сопротивления на участках BC_1 и BC_2 равны, на участках C_1D_1 ,

C_1D_2, C_2D_3, C_2D_4 также равны, кроме этого, соответственно равны их диаметры и длины: $l_2=l_3; l_4=l_5=l_6=l_7$.

Сумма потерь давления для системы, представленной на рис. 68, будет равна:

$$h_{\text{пот}} = h_1 + h_2 + h_3 \text{ н/м}^2.$$

Вентилятор, рассчитанный на преодоление сопротивлений на самом сложном участке, вполне обеспечит подачу воздуха на более простом участке с меньшим сопротивлением. Производительность вентилятора выбирается с учетом того, чтобы обеспечить суммарную подачу воздуха для всей системы. Это правило

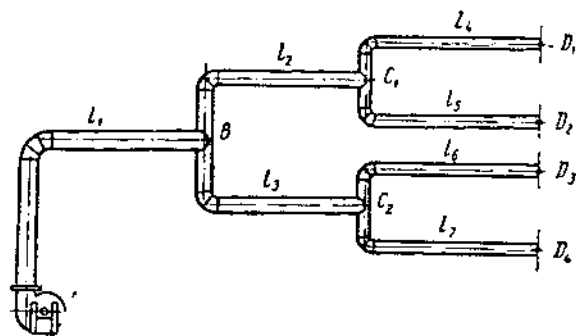


Рис. 68. Схема трубопровода с параллельным движением газовых потоков

справедливо также и при расчете сопротивлений на пути движения дымовых газов, идущих по параллельным участкам при рассредоточенном отборе продуктов горения из печи одним дымососом.

Необходимо учитывать, что при работе дымососа или дымовой трубы дымоходы находятся под разрежением, которое тем больше, чем ближе они расположены к дымососу или дымовой трубе. Поэтому любые неплотности в кладке, регулировочных шиберов, песочных затворах туннельных печей и т. п. будут обуславливать подсосы окружающего воздуха к движущимся газам. Это повлечет за собой увеличение объема дымовых газов и скорости их движения, а следовательно, увеличение сопротивлений. Особенно большие подсосы воздуха могут быть в туннельных печах. Общий коэффициент расхода воздуха в этих печах перед дымососом достигает $\alpha_{\text{общ}} = 5$ и более.

Дополнительные сопротивления на пути движения газов, возникающие вследствие увеличения их объема, можно определить расчетом. Допустим, что аэродинамический расчет печи был выполнен на количество газов $V_p \text{ м}^3/\text{ч}$, а действительное количество

газов, проходящих по тому же пути, равно $V_d \text{ м}^3/\text{ч}$. В этом случае скорость возрастет в η раз, т. е. $\eta = \frac{V_d}{V_p}$, а сопротивления возрастут в η^2 раз, т. е.

$$h_d = \eta^2 h_p \text{ н/м}^2. \quad (427)$$

Коэффициент η называют коэффициентом форсирования, показывающим, во сколько раз увеличивается расход газов по сравнению со средними величинами, которые принимались при расчете. Формула (427) позволяет с достаточной точностью найти общее сопротивление системы при любых значениях расхода газов, не производя повторных сложных аэродинамических расчетов.

При проектировании печей или сушил рекомендуется принимать следующие скорости газов и воздуха $v_0, \text{ м/сек}$:

для воздухопроводов	8—12
для надземных дымовых каналов	1,5—3,0
для дымовых бортов (подземных)	1—2,5
для газопроводов холодного газа	10—12
для газопроводов горячего газа	2—3

Падение температуры газов при движении по каналам и дымоходам можно принимать в зависимости от температуры по табл. 35.

Таблица 35

Значение падения температуры газов (град/м) при движении по каналам и дымоходам

Наименование	Температура газов, град				
	300	400	500	600	700
Кирпичные подземные	1,5	2	2,5	3	3,5
Изолированные надземные	1,5	3	3,5	4,5	5,5
Металлические неизолированные	2,5	4,5	5,5	7	10

В целях упрощения и наглядности расчет сопротивлений выполняется в виде таблицы, в которую вписываются все необходимые величины, входящие в расчетную формулу (табл. 36). В этой таблице произведение величин, вписанных в колонки 5, 6, 8 и 11, дает значение потерь давления (н/м²) для каждого вида сопротивления. В таблице учитываются потери давления на трение и местные сопротивления. Геометрические напоры рассчи-

тываются отдельно. Сопротивления теплообменников, циклонов, фильтров и т. п. вписываются в таблицу по данным характеристик этих устройств или по самостоятельному расчету.

Таблица 36

Расчет сопротивлений на пути движения газов от рабочего пространства до дымососа

Наименование сопротивлений	V_0 м³/сек	ω , м²	v_0 м/сек	$\frac{v_0^2}{2}$	ρ_0 кг/м³	l , град	$1 + \beta l$	λ	$\frac{l}{d}$	ζ	$h_{пот.}$ н/м²
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Трение	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Поворот	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
Всего											$\Sigma h_{пот.}$

§ 3. Частные формулы для расчета сопротивлений

При расчетах потерь давления на трение на участках, в которых протекают процессы теплообмена, пользуются формулой [42]

$$h_{тр} = \lambda \cdot \frac{l}{d} \cdot \frac{v_0^2}{2} \cdot \rho_0 (1 + \beta l) \left(\frac{2}{\sqrt{\frac{T_{ст}}{T_{газ}} + 1}} \right)^2 \text{ н/м}^2, \quad (428)$$

где $T_{ст}$ и $T_{газ}$ — средние для рассчитываемого участка абсолютные температуры стенки и газа, °K.

При расчете сопротивлений запыленных газов коэффициенты сопротивления определяются по следующим формулам:

$$\zeta_{\mu} = \zeta (1 + \mu) \frac{l}{d}, \quad (429)$$

$$\zeta_{\mu} = \zeta (1 + 0,8\mu). \quad (430)$$

где μ — концентрация пыли в газе, кг/кг.

Аэродинамический расчет при движении запыленного газа выполняется обычно так же, как незапыленного, с учетом того, что плотность газа

$$\rho_0 = \rho_{0\text{газ}} + G \text{ кг/м}^3,$$

где G — запыленность газа, кг/м³.

Вследствие оседания пыли на отдельных участках трубопроводов следует при подборе вентилятора дополнительно учитывать запас давления примерно в 20%.

Сопротивление садки изделий на вагонетках туннельных печей рассчитывается по формуле [6]

$$h_c = 9,81 a v_0^2 L (1 + \beta l) \text{ н/м}^2, \quad (431)$$

где a — коэффициент аэродинамического сопротивления; для прямых каналов

$$a = \frac{0,00127}{d^{1,5}};$$

d — приведенный диаметр каналов садки, м.

Значения коэффициента a для сенок изделий на вагонетки составляют 0,024 ÷ 0,05 (для косой садки $a = 0,08$). Разрывы между садками увеличивают коэффициент сопротивления на 0,015—0,025.

Сопротивление садки можно определить также по формуле

$$h_c = \zeta_c \frac{v_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta l) \text{ н/м}^2, \quad (432)$$

где ζ_c — коэффициент сопротивления садки; $\zeta_c \cong (0,4 \div 0,5) L$.

Сопротивление слоя сыпучих или кусковых материалов определяется по формуле [2]

$$h_{сл} = \lambda_{сл} \frac{H}{d_{эжв}} \cdot \frac{v_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta l) \text{ н/м}^2, \quad (433)$$

где $\lambda_{сл}$ — коэффициент сопротивления, зависящий от вида материала и числа Re (рис. 69);

H — высота слоя материала, м;

$d_{эжв}$ — средний размер куса, м;

ρ_0 — плотность газов, кг/м³;

v_0 — скорость газов (при 0°), отнесенная к полному сечению оболочки, м/сек;

l — средняя температура газов, проходящих через слой.

Коэффициент аэродинамического сопротивления слоя из лубых кусков неправильной формы может быть определен по формуле [10]

$$\lambda_{сл} = \frac{1,53}{\varphi^{1,2}} \left(\frac{75}{\text{Re}} + \frac{15}{\sqrt{\text{Re}}} + 1 \right) + \Delta \lambda_{\mu}, \quad (434)$$

где φ — пористость слоя, равная

$$\varphi = \frac{\rho_{наж} - \rho_0}{\rho_{наж}} \text{ (см. табл. 37);}$$

$\rho_{\text{зак}}$ — средняя плотность зерна (масса, деленная на его средний объем), кг/м³;

ρ_0 — насыпная плотность слоя, кг/м³.

Критерий Рейнольдса определяется по формуле:

$$Re_{cl} = \frac{0,45}{(1-\varphi) V \varphi} \cdot \frac{v_l d_{\text{зкл}}}{\nu_l}; \quad v_l = v_0 (1 + \beta t_{cp}) \text{ м/сек};$$

$$d_{\text{зкл}} = \frac{G_1 + G_2 + \dots + G_n}{\frac{G_1}{d_1} + \frac{G_2}{d_2} + \dots + \frac{G_n}{d_n}} \text{ м},$$

где G_1, G_2, G_n — масса отдельных фракций материала в общей массе, кг;

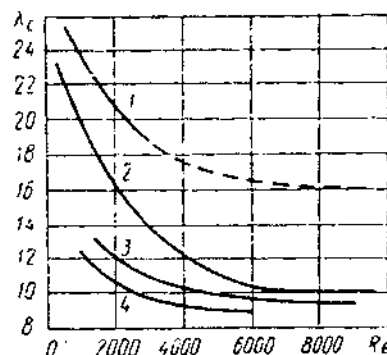


Рис. 69. Коэффициент сопротивления кусковых материалов в зависимости от Re :

1 — агломерат (кусочки размером от 12 до 82 мм);
2 — известняк (кусочки 14–100 мм); 3 — кокс (кусочки 14–100 мм); 4 — агломерат из вращающейся печи (кусочки 14–52 мм).

d_1, d_2, d_n — средние диаметры зерен соответствующих фракций, м;

ν_l — кинематическая вязкость газов, м²/сек;

$\Delta \lambda_t$ — поправка на изотермичность газового потока в слое

$$\Delta \lambda_t = 2 \frac{t_{\text{вых}} - t_{\text{вх}}}{273 + t_{cp}}.$$

Сопротивление слоя сыпучих или кусковых материалов можно подсчитать по формуле ВТИ [2], [6]

$$h = \zeta_{cl} \frac{v_0}{2} \rho_0 (1 + \beta t) \text{ н/м}^2, \quad (435)$$

где v_0 — скорость газа, отнесенная к полному сечению шахты, м/сек;

ζ_{cl} — коэффициент сопротивления слоя; для шаров при ламинарном движении $Re < 7$

$$\zeta_{cl} = 2056 \frac{11}{Re} \frac{11}{d_{\text{зкл}}}; \quad (436)$$

Таблица 37

Пористость слоя для различных сыпучих материалов [10]

Материал	Диаметр зерна, мм	Пористость слоя
Гранулированное цементное сырье	3–10	0,42–0,48
Цементный клинкер	3–50	0,46–0,51
Гравий	40–45	0,38–0,39
Агломерат	10–30	0,48–0,49
Руда	0,8–1,1	0,58–0,59
Гипсовая крошка	1,2–3,1	0,34–0,39
Металлические шары	1,8–4,9	0,38–0,50

при турбулентном движении и в области $Re > 7$

$$\zeta_{cl} = \frac{1800}{Re} + \frac{46}{Re^{0,08}}. \quad (437)$$

Данная формула справедлива при значениях коэффициента пористости $f = 0,4$

$$f = \frac{V_{\text{п}}}{V_{\text{сл}}} = \frac{\rho_{\text{м}} - \rho_{\text{н}}}{\rho_{\text{м}}}, \quad (438)$$

где $V_{\text{п}}$ — объем пустот в слое, м³;

$V_{\text{сл}}$ — объем всего слоя, м³;

$\rho_{\text{м}}$ — плотность материала, кг/м³;

$\rho_{\text{н}}$ — насыпная плотность материала, кг/м³.

Обычно $f = 0,4–0,6$.

Коэффициент сопротивления слоя можно подсчитать также по другим формулам, например:

$$\zeta_{cl} = 15,2 \frac{H}{f^{1,8} d^{1,2}} \left(\frac{\nu_l}{v_l} \right)^{0,2}, \quad (439)$$

где ν_l — коэффициент кинематической вязкости газа, м²/сек;

d — приведенный диаметр куска

$$d = \frac{2}{3} d_k \cdot \frac{f}{1-f} \text{ м},$$

$$\zeta_{cl} = a \frac{11}{v_l^n}, \quad (440)$$

где a и n — коэффициенты, которые находятся в зависимости от среднего размера кусков материала.

Для кусков неправильной формы значения a и n даны в табл. 38.

Сопротивление слоя топлива в газогенераторах определяется в зависимости от типа решетки и интенсивности газификации и

Таблица 38

Значение коэффициентов a и n для материала неправильной формы

Коэффициенты	Средний диаметр кусков, мм						
	1	2	4	6	10	15	20
a	70,5	40,2	22,2	13,7	5,5	2,5	1,7
n	0,65	0,63	0,56	0,49	0,36	0,24	0,15

составляет примерно: для каменных углей, антрацита, кокса при интенсивности $150 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч} - 800 \div 1500 \text{ н/м}^2$, при $250 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{ч} - 3000 \text{ н/м}^2$. Сопротивление слоя топлива и плоских колосниковых решеток составляет для несортированного антрацита 1000 н/м^2 , сортированного 800 н/м^2 , для каменных и бурых углей 500 н/м^2 . Сопротивление слоя топлива на колосниковой решетке можно определить по формуле ВТИ

$$h = 9,81 m \left(\frac{B}{R} \right)^2 \text{ н/м}^2, \quad (441)$$

где B — средний расход топлива, кг/ч ;

R — площадь колосниковой решетки, м^2 ;

m — коэффициент; для бурых углей $m = 0,001 \div 0,0015$, для каменных неспекающихся $m = 0,0003 \div 0,0005$, для крупнокускового антрацита $m = 0,001 \div 0,002$, для антрацитового штыба $m = 0,01 \div 0,015$.

При изменении температуры в слое кусковых материалов в случае их нагрева или охлаждения коэффициент сопротивления определяют по формуле [42]

$$\zeta_t = \zeta + 2 \frac{t_k - t_n}{273 + \frac{t_k + t_n}{2}}, \quad (442)$$

Сопротивление циклона может быть рассчитано по скорости во входном патрубке или по условной скорости, рассчитанной по площади сечения циклона,

$$v_0 = \frac{V_0 \cdot 4}{\pi D_u^2},$$

где V_0 — расход газа, $\text{нл}^3/\text{сек}$;

D_u — диаметр циклона [10]

$$D_u = \sqrt{\frac{V_0}{222 v_t}} \cdot \text{м}, \quad (443)$$

где V_t — расход газа, $\text{м}^3/\text{ч}$;

v_t — скорость газа в выхлопном патрубке, равная $18 - 22 \text{ м/сек}$.

Сопротивление циклона рассчитывается по формуле

$$h_u = \zeta_u \frac{v_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta t) \text{ н/м}^2. \quad (444)$$

Для циклона НИИОгаз $\zeta_u = 105$.

Сопротивление группы циклонов примерно на 10% больше, чем одного циклона.

При расчете сопротивления циклона по скорости во входном патрубке пользуются формулой [10]

$$h_u = \zeta_u \frac{v_{ax}^2}{2} \rho_t (1 + \alpha) \text{ н/м}^2, \quad (445)$$

где ζ_u — коэффициент аэродинамического сопротивления циклона:

для циклонов СИОТ	4,2
" " ЛНОТ	2,8
" " НИИОгаз	2,7—4,8
" " стандартных	7,0

μ — весовая концентрация пыли в газовом потоке при входе в циклон, кг/кг .

Аэродинамическое сопротивление барабанных и многобарабанных холодильников вращающихся печей составляет примерно $20 - 80 \text{ н/м}^2$.

Аэродинамическое сопротивление кипящего слоя [10] находят по формуле

$$h_{kcl} = 9,81 c \rho_{каж} H_{cl} (1 - \varphi) \text{ н/м}^2, \quad (446)$$

где c — коэффициент, учитывающий циркуляцию слоя; для ламинарного режима $c = 1,0$, для турбулентного $c = 0,95$;

$\rho_{каж}$ — кажущаяся плотность материала, кг/м^3 ;

H_{cl} — толщина слоя, м;

φ — пористость при неподвижном состоянии.

Потери напора в трубах-сушилах при подъеме частиц материала на высоту H (высоту трубы) можно определить по следующей формуле [42]:

$$h_{нол} = 9,81 H \rho_{cp} \rho_{cp} \text{ н/м}^2. \quad (447)$$

Потери давления на разгон частиц материала в трубе-сушиле составляет:

$$h_{раз} = \rho_{cp} \rho_{cp} \frac{v_{cp}^2}{2} \text{ н/м}^2. \quad (448)$$

Средняя концентрация $\mu_{\text{ср}}$ материала в трубе-сушилке определяется по формуле [42]

$$\mu_{\text{ср}} = \frac{G_1 + 0,5n}{G_{\text{газ}} + 0,5(L_n + n)} \text{ кг/кг}, \quad (449)$$

где G_1 — масса сырой пыли, поступающей в трубу-сушилку, кг/ч;

$G_{\text{газ}}$ — масса сушильного агента при входе в трубу-сушилку, кг/ч;

L_n — количество подсосанного воздуха в трубу-сушилку, кг/ч;

n — количество испаряемой в сушилке влаги, кг/ч.

Сопротивление регенеративных насадок можно определить по формуле

$$h_n = \xi_n l \frac{v_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta t) \text{ н/м}^2, \quad (450)$$

где l — длина пути газов, м;

ξ_n — коэффициент сопротивления; для насадки прямыми каналами

$$\xi_n = \frac{1,14}{\sqrt{d}};$$

со смещенными каналами (шахматная)

$$\xi_n = \frac{1,57}{\sqrt{d}};$$

d — приведенный диаметр ячейки, м.

Аэродинамическое сопротивление насадки можно рассчитать также по формуле

$$h_n = n \frac{0,171}{d^{0,25}} \frac{v_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta t) \text{ н/м}^2, \quad (451)$$

где n — число рядов кирпича, $n = \frac{H}{b}$;

b — высота кирпича, м;

H — высота насадки, м.

§ 4. Пример расчета аэродинамических сопротивлений

Изложенная выше методика расчета применима для всех систем подачи газа, воздуха или отбора продуктов горения применительно к печам или сушилкам, а также к любой пентильной системе.

Рассмотрим пример расчета сопротивлений на пути движения дымовых газов из рабочего пространства печи по системе дымоходов к дымососу. Схема на рис. 70 составлена применительно к туннельной печи. Температура дымовых газов при выходе из печи $t_{\text{yx}} = 230^\circ$, коэффициент избытка воздуха при входе в отборные каналы $\alpha = 3,5$, перед дымососом $\alpha = 4$ и $t'_{\text{yx}} = 200^\circ$. Расход топлива природного газа на печь составляет $700 \text{ м}^3/\text{ч}$, $L_0' = 9,57 \text{ м}^3/\text{м}^3$, $\Delta V = 12,5 - 1,48 = 1,02 \text{ м}^3/\text{м}^3$ (см. гл. II).

1. Находим секундное количество продуктов горения

$$V'_{\text{дым}} = \frac{BV_0}{3600} =$$

$$= \frac{700 \cdot 12,5}{3600} = 2,43 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Количество уходящих из печи дымовых газов при $\alpha = 3,5$ с учетом продуктов дегазации в количестве $240 \text{ м}^3/\text{ч}$ составляет:

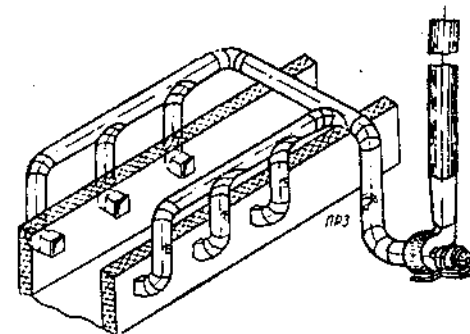


Рис. 70. Схема отвода продуктов горения из печи (к примеру расчета)

$$V_{\text{дым}} = \frac{700(9,57 \cdot 3,5 + 1,02) + 240}{3600} = 6,76 \text{ м}^3/\text{сек.},$$

а поступает в дымосос при $\alpha = 4$

$$V_{\text{дым}} = \frac{700(9,57 \cdot 4 + 1,02) + 240}{3600} = 7,7 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Сечения каналов принимают по чертежу печи или определяют при проектировании печи, исходя из рекомендуемых скоростей движения газов. Расчет выполняют в виде табл. 39. Сопротивления подсчитывают по общей формуле

$$h_{\text{пот}} = \xi \frac{v_0^2}{2g} \rho_0 (1 + \beta t) \text{ н/м}^2,$$

где $\xi = \lambda \frac{l}{d}$ — величина сопротивления на трение;

$\frac{v_0^2}{2}$ — см. приложение 42;

$(1 + \beta t)$ — см. приложение 41.

Коэффициенты сопротивления выбираются по приложению 45. Все необходимые для расчета данные вписываются в рас-

Расчет аэродинамических сопротивлений на пути движения дымовых газов

Наименование сопротивления	$V_{\text{г}}, \text{ м}^3/\text{сек.}$	$\omega, \text{ м}^2$	$v_{\text{г}}, \text{ м/сек.}$	$\frac{v_{\text{г}}^2}{2}$	$\rho_{\text{г}}, \text{ кг/м}^3$	$t, \text{ град.}$	$1 + \beta t$	λ	$\frac{l}{d}$	ζ	$h_{\text{пот}}, \text{ кг/м}^2$
Сопротивление садки	4,595	3,0	1,53	1,17	1,3	800	3,93	—	—	28	167,3
Вход в отборные каналы	6,76	3,0	2,02	2,04	1,3	230	1,84	—	—	2,75	13,45
Два поворота на 90° в канале	1,125	0,24	4,7	11,045	1,3	230	1,84	—	—	0,78	20,65
Сопротивление регулируемого шиберов	1,125	0,24	4,7	11,045	1,3	230	1,84	—	—	0,39	10,3
Трение в трубопроводе сборного дымохода	2,25	0,358	6,3	19,845	1,3	215	1,79	0,04	22,2	0,89	41,1
Поворот на 90° над печью	3,38	0,50	6,76	22,8	1,3	215	1,79	—	—	0,39	20,65
Два поворота на 90° к дымоходу	6,76	1,04	6,5	21,125	1,3	215	1,79	—	—	0,78	38,3
Трение в общем дымоходе	6,76	1,04	6,5	21,125	1,3	215	1,79	0,04	8,0	0,32	15,75
Сопротивление поворотной заслонки	6,76	1,04	6,5	21,125	1,3	200	1,73	—	—	1,54	73,1
Трение в дымовой трубе	7,70	1,13	6,8	23,12	1,3	160	1,59	0,035	22,7	0,80	38,3
Выход газов в атмосферу	7,70	1,13	6,8	23,12	1,3	125	1,46	—	—	1,06	46,4
Всего											485,3

считанную табл. 39. Количество газов, проходящих по рабочему пространству печи, находим как среднее от $V'_{\text{дмт}}$ и $V'_{\text{пач}}$

$$V_0 = \frac{2,43 + 6,76}{2} = 4,595 \text{ м}^3/\text{сек.}$$

Свободное сечение для прохода газов в садке зависит от типа ее и составляет примерно 50% от общего сечения туннеля. Тогда свободное сечение будет равно: $\omega = 0,5 \cdot 3 \cdot 2 = 3 \text{ м}^2$. Далее по известным V_0 и ω находим среднюю скорость движения газов и вписываем ее в табл. 39. Для продуктов горения в данном расчете принимаем $\rho_0 = 1,3 \text{ кг/м}^3$. Температуру газов вписываем в табл. 39 в соответствии с действительными температурами по данным режима работы печи, ориентируясь на данные практики. Если температура газов в зоне обжига печи равна 1370—1450°, а на выходе из печи в дымоходы $t_{\text{yx}} = 230^\circ$, то среднюю температуру можно принять равной $\frac{1370 + 230}{2} = 800^\circ$.

Коэффициент сопротивления садки находим по формуле (432)

$$\zeta_c = 0,4 \cdot L = 0,4 \cdot 70 = 28,$$

где L — общая длина зоны подогрева и половина зоны обжига, $L \approx 70 \text{ м}$.

Значения λ и $\frac{l}{d}$ в данном случае не нужны. Потери давления $h_{\text{пот}}$ (н/м^2) определяем перемножением величин (в соответствии с расчетной формулой), вписанных в (табл. 39)

$$h_{\text{пот}} = 1,17 \cdot 1,3 \cdot 3,93 \cdot 28 = 167,3 \text{ н/м}^2.$$

Далее по схеме рис. 70 определяем следующие сопротивления и так последовательно — до выхода дымовых газов в атмосферу. Общая площадь сечения дымоотводящих каналов (диаметром 550 мм) равна $0,24 \cdot 6 = 1,44 \text{ м}^2$. Отношение сечений при повороте из печи в каналы составляет:

$$\frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1,44}{3} = 0,48.$$

Коэффициент сопротивления как для поворота с вышей увеличиваем на 0,5

$$\zeta_2 = 2,25 + 0,5 = 2,75.$$

Сопротивление дымоотводящих каналов считаем по наиболее удаленному от дымохода каналу. Коэффициент сопротивления при повороте на 90° для колена круглого сечения $\zeta = 0,39$. Для двух поворотов $\zeta_3 = 0,39 \cdot 2 = 0,78$. Считаем, что в дымоотводящем

канале регулировочный шибер открыт на 80%, $\xi_1 = 0,39$. Трение в трубопроводе сборного дымохода считаем до слияния потоков левого и правого сборных дымоходов. Трубопроводы после каждого слияния имеют увеличенный диаметр. Слияние плавное, поэтому сопротивление в прямом направлении не учитываем. Сечение сборного дымохода на каждой стороне печи в конце слияния потоков равно $0,5 \text{ м}^2$ (диаметр 800 мм). Среднюю скорость газов на этом участке определяем по среднему количеству газов и среднему диаметру

$$V_{\text{ср}} = \frac{1,125 + 3,38}{2} = 2,25 \text{ м}^3/\text{сек};$$

$$d_{\text{ср}} = \frac{500 + 800}{2} = 675 \text{ мм} (\omega_{\text{ср}} = 0,358 \text{ м}^2),$$

тогда
$$v_{\text{ср}} = \frac{2,25}{0,358} = 6,3 \text{ м/сек}.$$

Общая длина трубопровода на рассматриваемом участке — 15 м, отношение $\frac{l}{d} = 22,2$.

Дальнейшее заполнение таблицы и расчет не требует пояснений. Таблица позволяет выявить участки чрезмерно больших сопротивлений, которые при проектировании печей или сушил могут быть устранены путем увеличения сечения канала.

Общее аэродинамическое сопротивление на пути движения дымовых газов до выхода в атмосферу определяется суммой всех сопротивлений. При подборе дымососа следует учитывать запас давления примерно до 40% к общей сумме сопротивлений.

§ 5. Расчет дымовых труб. Подбор вентиляторов и дымососов

Расчет дымовой трубы. Продукты горения удаляются из рабочего пространства печей в атмосферу через систему каналов, боровов и дымовую трубу благодаря создавшемуся в них разрежению под действием вентилятора, эжекторного устройства (дымососа) или только за счет геометрического напора в трубе. Удаление продуктов горения из печи без применения дымососов может быть только при относительно высоких температурах продуктов горения и достаточно большой высоте трубы.

В соответствии с требованиями пожарной охраны минимальная высота дымовой трубы принимается не менее 16 м. Она должна быть выше конька самого высокого здания в радиусе 100 м на 5 м.

По санитарным нормам проектирования промышленных предприятий общая высота трубы принимается более 30 м при расходе топлива в установке до 5 т/ч и более 100 м при расходе топлива 100—200 т/ч. По технологическому расчету высота дымовой трубы должна быть такой, чтобы геометрический напор ее был равен $h_r = h_p + h_{\text{тр}} + h_m \text{ н/м}^2$, а создаваемое разрежение

$$h_p = h_r - h_{\text{тр}} - h_m \text{ н/м}^2, \quad (452)$$

где $h_{\text{тр}}$ — потери напора на трение в самой трубе, которое определяется по формуле (423);

h_m — местные сопротивления при выходе газов из трубы в атмосферу, которые определяются по формуле (426).

Расчетная величина создаваемого трубой разрежения h_p с учетом запаса напора в пределах 20—40% принимается равной

$$h_p = (1,2 + 1,4) h_{\text{пот}} \text{ н/м}^2, \quad (453)$$

где $h_{\text{пот}}$ — сумма аэродинамических сопротивлений дымоходов на пути движения продуктов горения от рабочего пространства печи до трубы, включая поворот газов из дымового боровов в трубу.

Высота дымовой трубы H (м) определяется решением следующего уравнения:

$$h_p = H g (\rho_t^{\text{гор}} - \rho_t^{\text{газ}}) - \lambda \frac{H}{D_{\text{ср}}} \cdot \frac{v_{0\text{ср}}^2}{2} \rho_0 (1 + \beta t_{\text{ср}}) - \zeta \frac{v_{0\text{у}}^2}{2} \rho_0 (1 + \beta t_{\text{у}}) \text{ н/м}^2, \quad (454)$$

где $\rho_t^{\text{гор}}$ — плотность окружающего воздуха при данной температуре, кг/м^3 ;

$\rho_t^{\text{газ}}$ — плотность продуктов горения при средней температуре в трубе, кг/м^3 ;

λ — коэффициент трения газов о стенки в трубе; для кирпичных труб $\lambda = 0,035—0,05$ и для металлических $\lambda = 0,025—0,03$;

$D_{\text{ср}}$ — средний диаметр трубы; кирпичные трубы из соображений устойчивости делают суживающимися кверху, при этом диаметр основания принимается равным $D_{\text{осн}} = 1,5 D_{\text{у}}$, где $D_{\text{у}}$ — диаметр устья трубы

$$D_{\text{ср}} = \frac{D_{\text{осн}} + D_{\text{у}}}{2} \text{ м};$$

$v_{0\text{ср}}, v_{0\text{у}}$ — средние скорости газов, рассчитанные по объему газов при нормальных условиях и по диаметру $D_{\text{ср}}$ и $D_{\text{у}}$;

$t_{гр}$ и t_y — температуры газов, средняя по трубе и на выходе из устья трубы, град;

ξ — коэффициент местного сопротивления при выходе газов из трубы в атмосферу: $\xi = 1.06 \text{--} 1.15$ (при малых скоростях выхода газов принимается 1.15).

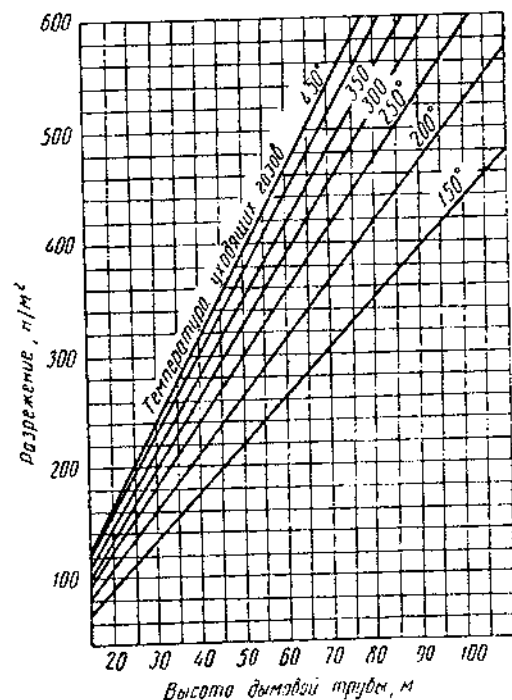


Рис. 71. Разрежение, создаваемое дымовой трубой в зависимости от высоты трубы и средней температуры газов при температуре окружающей среды, равной 0°

Для определения D_y задаются скоростью v_{0y} в пределах от 4 до 5 м/сек. При колебании расхода топлива скорость в устье трубы не должна превосходить пределы 2—6 м/сек. При скорости меньше 2 м/сек возможны нарушения тяги трубы от воздействия ветра; большие скорости создают чрезмерные сопротивления в трубе.

Обычно диаметр устья трубы определяется по уравнению

$$\frac{\pi D_y^2}{4} = \frac{V_{0, \text{дым}}}{v_{0y}}$$

Диаметр кирпичной трубы обычно принимается не менее 800 мм. Температура газов у основания трубы рассчитывается по температуре отходящих из печи газов и по падению температуры при движении газов по каналам и боровам. Температура газов в устье трубы определяется по температуре у основания трубы и по падению температур по высоте, которое принимается в пределах $1.0 \div 1.5$ град/м в кирпичной трубе и $2.0 \div 3.0$ град/м в металлических нефутерованных трубах.

При расчете t_y необходимо предварительно задаться высотой трубы, которую приближенно можно принять по графику (рис. 71). Если дымовая труба предназначена для обслуживания двух печей, то ее высота рассчитывается по наибольшему сопротивлению $h_{\text{пот}}$, как для одной печи, но диаметр устья и сечение общего дымового борова рассчитываются по суммарному количеству продуктов горения для двух печей. При подключении к основанию трубы двух боронов, идущих с разных сторон, следует у ее основания устанавливать разделяющие перегородки высотой 2—4 м, чтобы устранить взаимное влияние встречных газовых потоков друг на друга.

Пример

Рассчитать дымовую трубу для удаления продуктов горения при следующих данных: количество дымовых газов равно $V_0 = 4500$ м³/ч; температура газов у основания трубы $t_{\text{осн}} = 350^\circ$; температура окружающего воздуха $t_{\text{воз}} = 20^\circ$; расчетная величина сопротивления с учетом запаса разрежения $h_p = 200$ н/м².

Выбираем кирпичную трубу, для этого по графику (рис. 71) принимаем приближенную высоту дымовой трубы $H' = 30$ м.

Температуру газов в устье трубы определим из условий падения температуры по высоте $\Delta t = 1.5$ град/м

$$t_y = t_{\text{осн}} - 30 \Delta t = 350 - 30 \cdot 1.5 = 305^\circ.$$

Средняя температура газов в трубе будет равна:

$$t_{\text{ср}} = \frac{350 + 305}{2} = 327^\circ.$$

Определим среднюю плотность газа и окружающего воздуха, принимая для продуктов горения $\rho_0 = 1.3$ кг/м³.

$$\rho_t^{\text{газ}} = \frac{1.3}{1 + \frac{327}{273}} = 0.594 \text{ кг/м}^3;$$

$$\rho_t^{\text{воз}} = \frac{1.29}{1 + \frac{20}{273}} = 1.2 \text{ кг/м}^3.$$

Находим диаметр устья трубы, принимая скорость $v_0 = 4$ м/сек.

$$D_y = \sqrt{\frac{V_{\text{а.д.м.}}}{3600 \cdot 0,785 v_0}} = \sqrt{\frac{4500}{3600 \cdot 0,785 \cdot 4}} = 0,73 \text{ м.}$$

принимая $D_y = 0,8$ м, тогда $v_{0y} = \frac{4500}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,8} = 2,5$ м/сек.

Диаметр основания трубы $D_{\text{осн}} = 1,5 D_y = 1,5 \cdot 0,8 = 1,2$ м, средний диаметр

$$D_{\text{ср}} = \frac{0,8 + 1,2}{2} = 1,0 \text{ м.}$$

Средняя скорость газов в трубе равна:

$$v_{\text{ср}} = \frac{4500}{3600 \cdot 0,785 \cdot 1} = 1,595 \text{ м/сек.}$$

Определим коэффициент трения λ по графику рис. 67; критерий Рейнольдса при $v_t = 0,000495$ м²/сек (см. приложение 12) составляет:

$$Re = \frac{1,595 \cdot 1}{0,000495} = 32300 = 3,23 \cdot 10^4.$$

степень шероховатости стенок

$$\epsilon = \frac{k}{D_{\text{ср}}} = \frac{5}{1000} = 0,005,$$

получим $\lambda = 0,035$.

Коэффициент сопротивления $\xi = 1,06$.

По уравнению (454) определяем неизвестную величину H

$$200 = H \cdot 9,81 (1,2 - 0,594) - 0,035 \frac{H}{1,0} \cdot \frac{1,595^2}{2} \cdot 1,3 \left(1 + \frac{327}{273}\right) - 1,06 \frac{2,5^2}{2} \cdot 1,3 \left(1 + \frac{305}{273}\right).$$

$$\text{откуда } H = \frac{209,12}{5,8135} = 36 \text{ м.}$$

Полученное значение H отличается от $H' = 30$ м на 20%, поэтому следует сделать пересчет.

Новое значение температуры $t_y = 350 - 1,5 \cdot 36 = 296^\circ$. При этой температуре

$$t_{\text{ср}} = \frac{350 + 296}{2} = 323^\circ,$$

$$\rho_{\text{г.г.з}} = \frac{1,3}{\frac{323}{1 + \frac{327}{273}}} = 0,597 \text{ кг/м}^3.$$

Вторичное решение по уравнению (454) дает $H = 36,1$ м. Высоту трубы можно оставить равной 36 м.

Подбор центробежных вентиляторов. Центробежные вентиляторы находят широкое применение в печах и сушилах для подачи холодного воздуха в зоны охлаждения печей, в горелки, топки, для подачи горячего воздуха в сушила, для создания циркуляции печных газов в зонах подогрева или охлаждения, а также в качестве дымососов прямого действия.

Вентиляторы изготавливаются с правым и левым вращением колеса. Правым считается вращение по часовой стрелке, если смотреть со стороны, противоположной всасыванию.

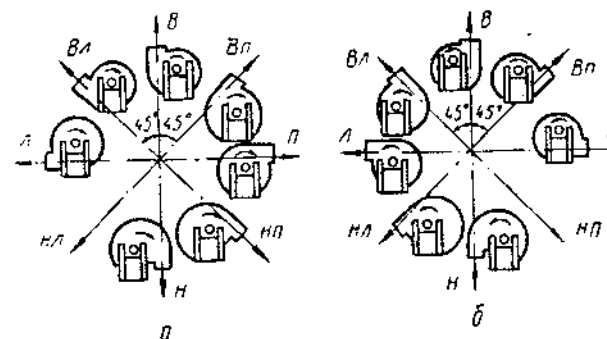


Рис. 72. Положения кожуха центробежных вентиляторов:

а — правые, б — левые

Направление выходного отверстия центробежных вентиляторов общего назначения выполняется в соответствии с рис. 72.

При выборе вентиляторов необходимо, чтобы они работали в режиме максимального к. п. д. Для этого следует воспользоваться специальными номограммами, составленными для геометрически подобных вентиляторов различных размеров (номер вентилятора обычно указывает размер диаметра рабочего колеса в дм).

Вращение колеса вентилятора осуществляется от электродвигателя, соединенного с помощью эластичной муфты или через шкив с клиноременной передачей.

В зависимости от создаваемого максимального давления центробежные вентиляторы разделяются на серии: низкого давления — до 1000 н/м², среднего — до 2400—3000 н/м² и высокого — до 8000—15000 н/м².

Номограммы характеристик вентиляторов низкого давления (серии ВРН), среднего (серии ВРС) и высокого давления (серии ВВД) конструкции Всесоюзного научно-исследовательского института санитарно-технического оборудования (ВНИИСТО) приведены на рис. 73, 74, 75.

Номограммы устанавливают зависимость между производительностью V (м³/ч), полным давлением h (н/м²), включая ста-

тический и скоростной напоры, а также к. п. д. при определенном числе оборотов рабочего колеса и температуре воздуха 20° или при плотности воздуха $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$. Номограмма состоит из двух частей: нижней, выражающей значения производительности

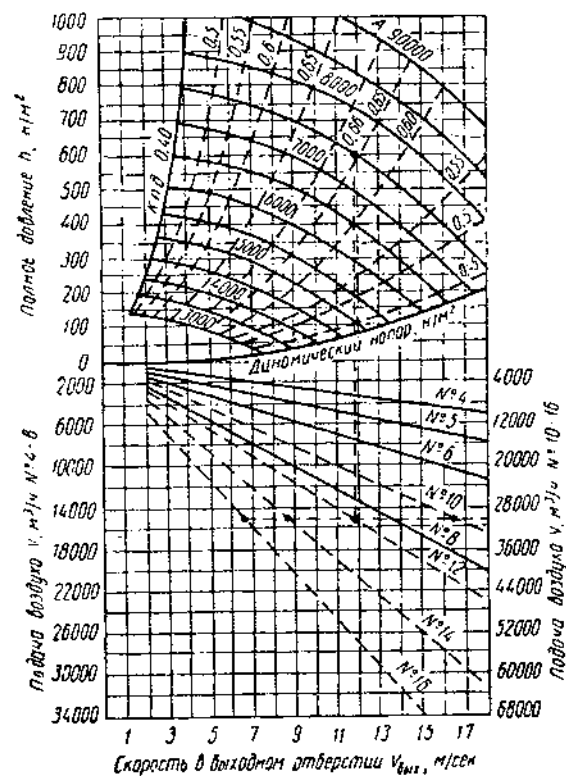


Рис. 73. Номограмма для подбора центробежных вентиляторов низкого давления серии ВРН

в зависимости от номера вентилятора, и верхней, показывающей давление, к. п. д. и условные числа оборотов колеса (A), равные произведению nd , где d — диаметр рабочего колеса, дм . Число оборотов вентилятора в минуту при заданных величинах V ($\text{м}^3/\text{ч}$) и h (н/м^2) будет равно:

$$n = \frac{A}{\lambda} \text{ об. мин.} \quad (455)$$

Порядок выбора номера вентилятора и его к. п. д. следующий. Для заданной производительности V ($\text{м}^3/\text{ч}$) проводят горизонтальную линию, которая будет пересекать линии разных номеров вентиляторов в нижней части номограммы; далее из

точек пересечения от каждого номера по вертикали проводят линии до пересечения с горизонтальной линией заданного давления h (н/м^2) в верхней части номограммы; полученные точки в верхней части номограммы показывают к. п. д. и условное

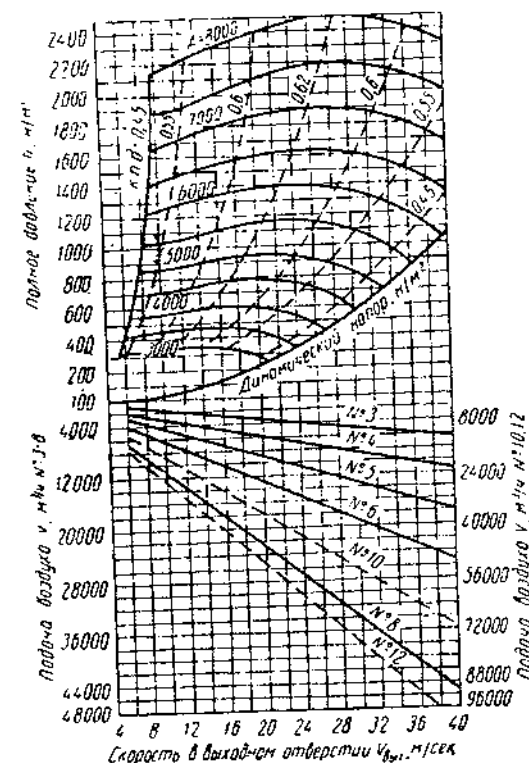


Рис. 74. Номограмма для подбора центробежных вентиляторов среднего давления серии ВРС

число A . Рекомендуется выбирать вентилятор, значения к. п. д. которого не ниже чем 0,9 от максимального.

Мощность на валу электродвигателя вентилятора можно рассчитать по следующей формуле:

$$N_{\text{ав}} = \frac{V_t h_t}{3600 \cdot 1000 \eta_{\text{в}} \eta_{\text{д}}} \text{ кВт}, \quad (456)$$

где V_t — производительность вентилятора при данной температуре, $\text{м}^3/\text{ч}$;

h_t — полное давление, создаваемое вентилятором при данной температуре газа, н/м^2 ;

η_v — к. п. д. вентилятора;

η_n — к. п. д. передачи, который в зависимости от вида передачи имеет следующие значения:

К. п. д. передачи для вентиляторов, соединенных с двигателем:

при помощи эластичной муфты	0,98
" клиноременной передачи	0,95
" плоскоременной	0,90

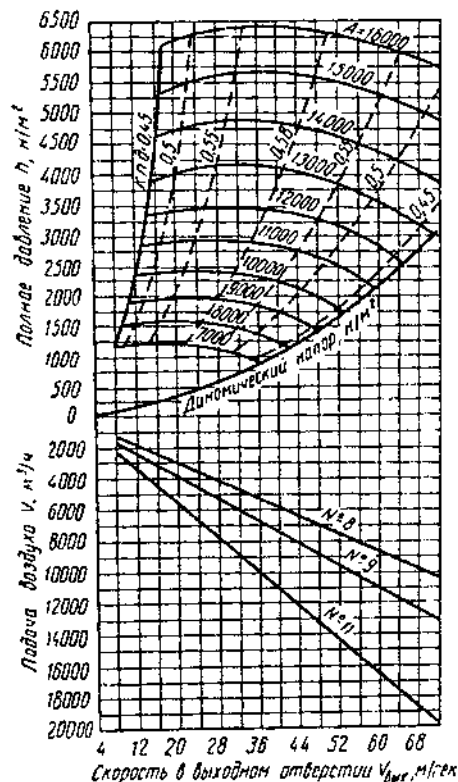


Рис. 75. Номограмма для подбора центробежных вентиляторов высокого давления серии ВВД

Установочная мощность электродвигателя с учетом запаса принимается не менее

$$N_{уст} = k N_{эв} \text{ кВт}, \quad (457)$$

где k — коэффициент запаса мощности электродвигателя на пусковой момент, который принимается в зависимости от

мощности на валу $N_{эв}$ (кВт) в следующих пределах:

мощность на валу до 0,5	1,5
" " " 0,5—1,0	1,3
" " " 1,0—2,0	1,2
" " " 2,0—5,0	1,15
" " " свыше 5	1,1

Характеристика дутьевых вентиляторов и дымососов с односторонним всасыванием приводится в приложении 46, дымосос с двусторонним всасыванием — в приложении 47.

Пример

Требуется подобрать вентилятор производительностью $V = 30\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$, создаваемое давление $h = 600 \text{ мм рт.ст.}$, подается холодный воздух плотностью $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

По правой шкале нижней части номограммы (см. рис. 73) проводим горизонталь, которая пересечет пунктирные линии вентиляторов № 10, 12, 14 и 16 (шкала справа соответствует этим номерам, обозначенным пунктирными линиями).

Из перечисленных вентиляторов следует выбрать вентилятор № 12, для которого пересечение линий давления 600 мм рт.ст. в верхней части номограммы с вертикалью даст $\eta_v = 0,653$, а для остальных к. п. д. ниже.

Условное число $A = 7450$.

$$\text{Число оборотов } n = \frac{7450}{12} = 620 \text{ об/мин.}$$

Мощность на валу электродвигателя при $\eta_n = 0,98$ равна:

$$N_{эв} = \frac{30\,000 \cdot 600}{3600 \cdot 1000 \cdot 0,653 \cdot 0,98} = 7,84 \text{ кВт.}$$

Установочная мощность двигателя при значении коэффициента запаса мощности $k = 1,1$ равна:

$$N_{уст} = 1,1 \cdot 7,84 = 8,63 \text{ кВт.}$$

Электродвигатели выбирают преимущественно короткозамкнутые, асинхронные. Наиболее экономично соединение вентилятора с двигателем при помощи муфт, что требует соответствия числа оборотов вентилятора и двигателя.

Изменение числа оборотов вентилятора, а также изменение диаметра рабочего колеса, плотности газа приводит к изменению производительности создаваемого давления и мощности вентиляторов по следующим зависимостям:

$$V_2 = V_1 \frac{n_2}{n_1} \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^3; \quad (458)$$

$$h_2 = h_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^2 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1}; \quad (459)$$

$$N_2 = N_1 \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \cdot \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^5 \cdot \frac{\rho_2}{\rho_1}. \quad (460)$$

Номограммы для подбора вентиляторов составлены для воздуха плотностью $\rho_k = 1,2 \text{ кг/м}^3$, т. е. при $t_{\text{воз}} = 20^\circ$. При подаче горячего воздуха или газа с другой плотностью давление его изменяется пропорционально изменению плотности

h_{20} — давление, создаваемое вентилятором при плотности воздуха $\rho_{\text{воз}} = 1,2 \text{ кг/м}^3$.

Следовательно, при подаче горячего воздуха или газа необходимо производить вентилятора брать при действительной температуре газа, а создаваемое давление пересчитывать по формуле

$$h' = h_s \frac{1,2}{p_t} H_1 M^2, \quad (462)$$

Величина h' служит далее для подбора вентилятора с помощью номограмм (см. рис. 73, 74, 75).

Вентилятор, выбранный в предыдущем примере по давлению $h = 600 \text{ н/м}^2$ и производительности $V = 30\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$, включаем в сеть подачи горячего воздуха с температурой $t_{\text{в.г.}} = 200^\circ$. Определить, какое давление он будет создавать при той же производительности $V_t = 30\,000 \text{ м}^3/\text{ч}$.

Определим плотность горячего воздуха

$$\eta_t = \frac{1,293}{1 + \frac{200}{273}} = 0,746 \text{ кг м}^3.$$

Находим по формуле (461) действительное давление, развиваемое вентилятором,

$$h_1 = 600 \cdot \frac{0.746}{1.2} = 374 \text{ м}^2.$$

Для того чтобы испаритель создавал давление 600 н/м^2 при $t_{\text{исп}} = 200^\circ \text{С}$, возьмем его по следующему расчетному давлению

$$h_p = h_a \frac{1,2}{\rho_t} = 600 \cdot \frac{1,2}{0,746} = 963 \text{ н/м}^2.$$

При этом число оборотов того же вентилятора № 12 будет больше

$$n = \frac{8900}{12} = 740 \text{ об/мин} \text{ и к. п. д. } \eta_b = 0,655.$$

Потребная мощность остается примерно той же, что в предыдущем примере.

При подборе двух вентиляторов для одной сети необходимо различать их параллельную и последовательную работу.

При параллельной работе двух или более вентиляторов, имеющих одинаковые характеристики, их производительности складываются. Если потребный для сети расход воздуха превышает производительность одного вентилятора, то устанавливают параллельно два вентилятора. При этом следует учитывать характеристику сети. Производительность двух работающих вентиляторов определяется точкой пересечения кривой характеристики вентиляторов с кривой характеристики сети. На рис. 76 точка a_1 определяет производительность и давление одиночного вентилятора (кривая 1), точка a_2' определяет производительность и давление двух совместно работающих вентиляторов (кривая 2) в той же сети (кривая 3). При этом производительность каждого вентилятора равна половине суммарной $0,5(V_1 + V_2)$. Давление в сети от двух вентиляторов будет соответствовать величине h_2 (н/м^2).

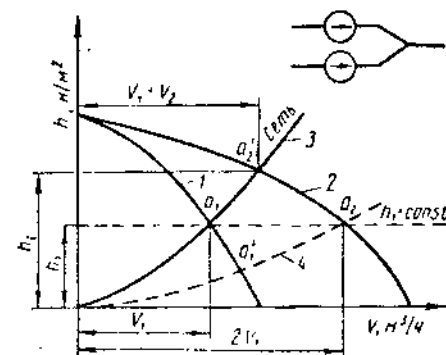


Рис. 76. Характеристика параллельной работы двух вентиляторов

Для того чтобы оба вентилятора работали в режиме максимального к. п. д., необходимо иметь их одинаковые характеристики и выбирать по номограмме, исходя из производительности, равной половине от общей, и давления, равного сопротивлению сети.

На рис. 76 пунктирная кривая 4 характеристики сети показывает, что для точки a_2 при неизменном сопротивлении сети $R_1 = \text{const}$ производительность двух вентиляторов удваивается по сравнению с производительностью одного. Создаваемое давление одного или двух вентиляторов одинаково.

В том случае, когда требуется увеличить давление в сети, сохранив производительность, применяют последовательное включение двух или более вентиляторов. При выборе вентиляторов для последовательной работы необходимо руководствоваться кривыми характеристик вентиляторов и сети по рис. 77.

При последовательной работе двух вентиляторов давление, создаваемое каждым, равно половине суммарного, т. е. $0,5(h_1 + h_2)$ для точки a_2 .

Производительность каждого вентилятора будет соответствовать суммарной производительности. При последовательной работе на одну сеть каждый из двух вентиляторов работает в ре-

жиме повышенной подачи и пониженного давления по сравнению с работой отдельно взятого одного вентилятора.

Чтобы сохранить за каждым вентилятором режим максимального к. п. д., необходимо при подборе исходить из одинаковой производительности и половины суммы действующего давления.

Если два вентилятора имеют разные характеристики, то их совместная работа (параллельная или последовательная) может привести к ухудшению показателей одиночно работающего вентилятора.

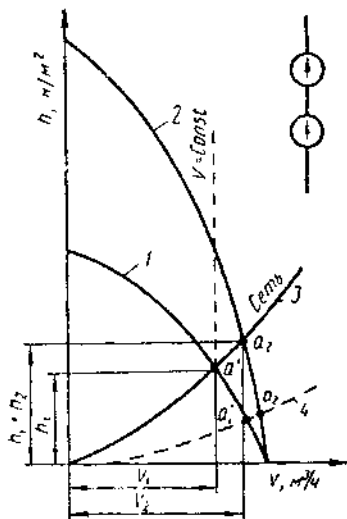


Рис. 77. Характеристика последовательной работы двух вентиляторов

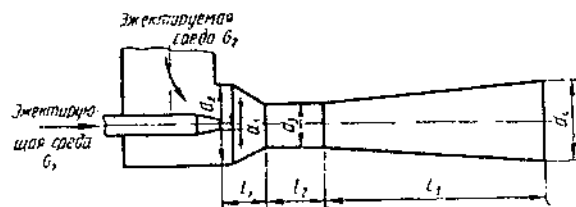


Рис. 78. Схема эжектора

Расчет эжектора (рис. 78) производится на основе уравнения количества движения

$$m_1 v_1 + m_2 v_2 = (m_1 + m_2) v_3, \quad (463)$$

где m_1 — масса эжектирующего газа; $m_1 = V_1 \rho_1$ кг/сек;
 v_1 — скорость эжектирующего газа, м/сек;
 m_2 — масса эжектируемого газа; $m_2 = V_2 \rho_2$ кг/сек;
 v_2 — скорость эжектируемого газа, м/сек;

v_3 — скорость смеси, которая из уравнения (463) будет равна:

$$v_3 = \frac{m_1 v_1 + m_2 v_2}{m_1 + m_2} = \frac{V_1 \rho_1 v_1 + V_2 \rho_2 v_2}{V_1 \rho_1 + V_2 \rho_2} \text{ м/сек.} \quad (464)$$

Скорость истечения эжектирующей струи при выходе из сопла определяется по скоростному напору. Если статическое давление в сопле составляет h_1 , а статическое давление в горловине после смешения будет h_3 , то полное преобразование давления эжектирующей среды в скоростной напор будет соответствовать уравнению

$$\zeta (h_1 - h_3) = \frac{v_1^2}{2} \rho_1 \text{ Н/м}^2,$$

где ζ — коэффициент, учитывающий потери напора при выходе струи из сопла; для цилиндрических и сужающихся сопел $\zeta = 0,72-0,82$; для сопла Лаваля $\zeta = 0,9-0,95$.

Отсюда скорость эжектирующей среды равна:

$$v_1 = \sqrt{\frac{2 (h_1 - h_3) \zeta}{\rho_1}} \text{ м/сек.} \quad (465)$$

Давление эжектирующей среды, необходимое для работы эжектора, составляет:

$$h_1 = \frac{v_1^2}{2 \zeta} \rho_1 + h_3 \text{ Н/м}^2. \quad (466)$$

Статическое давление в горловине определяется по параметрам эжектируемой среды.

Необходимое разрежение в смесительной камере определяется из условий подсоса эжектируемой среды и зависит от сопротивлений на пути движения газа от места отбора до горловины эжектора. Таким образом $h_2 = h_{\text{пот}}$. Скорость эжектируемого газа в сечении сопла принимается в пределах $v_2 = 8-12$ м/сек.

Тогда скоростной напор эжектируемого газа будет равен:

$$\frac{v_2^2}{2} \rho_2 = h_2 - h_3 \text{ Н/м}^2. \quad (467)$$

Отсюда находим статическое давление смеси в горловине эжектора

$$h_3 = h_2 - \frac{v_2^2}{2} \rho_2 \text{ Н/м}^2. \quad (468)$$

В диффузоре скоростной напор частично переходит в статический при $\eta_d = 0,7-0,8$, поэтому, учитывая необходимое стати-

ческое давление для подачи смеси от эжекторной установки до выходного участка и преодоления сопротивлений на пути движения от эжектора до выходной точки (h_4), получим основное уравнение для расчета эжектора

$$h_4 - h_3 = \gamma_{\text{ж}} \frac{v_3^2}{2} \rho_3 \text{ н/м}^2 \quad (469)$$

или
$$h_4 - h_3 = \gamma_{\text{ж}} \frac{(V_1 \rho_1 v_1 + V_2 \rho_2 v_2)^2}{2(V_1 \rho_1 + V_2 \rho_2)(V_1 + V_2)} \text{ н/м}^2. \quad (470)$$

Плотность

$$\rho_3 = \frac{\rho_1 V_1 + \rho_2 V_2}{V_1 + V_2} \text{ кг/м}^3. \quad (471)$$

Из уравнения (470) находим объем эжектирующей среды, затем по объему газов и скорости в различных сечениях эжектора находим площади сечения.

Диаметр конца диффузора принимаем в 2—2,4 раза больше, чем диаметр горловины,

$$d_4 = 2,4 d_3 \text{ м}. \quad (472)$$

Длина горловины l_2 и расстояние от сопла до начала горловины l_1 принимаем равными:

$$l_1 = l_2 = 1,5(d_3 - d_1) \text{ м}. \quad (473)$$

Длина диффузора принимается $l_3 = (7 \div 10) d_3$ или в зависимости от угла раскрытия диффузора рассчитывается по формуле

$$d_4 = d_3 + 2l_3 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \text{ м}, \quad (474)$$

где $\frac{\alpha}{2} = 4 - 8^\circ$.

При движении газов снизу вверх необходимо учитывать геометрический напор, который увеличивает общий напор, создаваемый эжектором. Приведенный расчет эжектора не учитывает адиабатического расширения газов при истечении эжектирующей среды, поэтому с небольшой погрешностью (1—3%) он может быть применен для расчетов, когда давление газа не более 10 000 н/м².

При высоких давлениях необходимо рассчитывать адиабатическое истечение среды из сопла, при котором $pv^k = \text{const}$, или политропное истечение, при котором $pv_{\text{уд}}^n = \text{const}$, где p — давление среды; $v_{\text{уд}}$ — удельный объем; k — показатель адиабаты, равный для двухатомных газов 1,4; n — показатель политропы (см. формулу 413).

Индикаторы туннельных песей можно рассчитать по формуле Баулина

$$h_{\text{пот}} = h_{\text{ск}} \left(\frac{2}{x} - \frac{x_{\text{опт}}}{x^2} \right) \text{ н/м}^2, \quad (475)$$

где $h_{\text{пот}}$ — сопротивления по пути инжестируемого воздуха и смеси после инжестора до горелок, н/м²;

$h_{\text{ск}}$ — скоростной напор выходящего из сопла воздуха, н/м²;
 x — отношение сечения горловины, диффузора инжестора к сечению выходного отверстия сопла;

$x_{\text{опт}}$ — то же, оптимальное, соответствующее наибольшему к. п. д. инжестора

$$x_{\text{опт}} = (2 - \gamma_{\text{ж}}) \left(1 + \frac{\varphi}{\mu} \right) (1 + \varphi), \quad (476)$$

$\eta_{\text{ж}}$ — к. п. д. диффузора при угле раскрытия диффузора $\alpha = 10^\circ$, $\eta = 0,75$;

φ — отношение массы инжестируемого воздуха к массе инжестирующего или отношение их объемов при 0° ;

μ — отношение плотностей инжестируемого воздуха к инжестирующему.

Пример

Определить размеры инжестора для подачи горячего воздуха, отбираемого из зоны охлаждения туннельной печи с температурой $t_{\text{взв}} = 1050^\circ$. Инжестирующая среда — сжатый воздух давлением $P_{\text{взв}} = 98 \text{ кн/м}^2$ (1 ат) с температурой $t_1 = 20^\circ$.

Сопротивление на пути всасывания горячего воздуха из печи к инжестору и на пути подачи смеси к горелкам $h_{\text{пот}} = 78,5 \text{ н/м}^2$.

1. Общее количество инжестируемого горячего воздуха принимаем 70% от необходимого для горения

$$V_{\text{г}} = 0,7 L_{\text{г}} B = 2650 \text{ м}^3/\text{ч},$$

где $L_{\text{г}}$ — действительное количество воздуха (находится по расчету горения топлива), м³/м³;

B — расход газа (найденный по тепловому балансу печи), м³/ч.

На одну сторону печи к горелкам воздуха подается $V_{\text{г}} = 1325 \text{ м}^3/\text{ч}$.

2. Показание температуры воздуха при истечении из сопла находим по формуле

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}},$$

где $T_1 = 20 + 273 = 293^\circ \text{ К}$;

P_1 — абсолютное давление; $P_1 = 196 \text{ кн/м}^2$;

P_2 — барометрическое давление; $P_2 = 98 \text{ кн/м}^2$ ($P_1 - P_2 = P_{\text{взв}}$);

$$T_2 = 293 \left(\frac{98}{196} \right)^{\frac{1,4-1}{1,4}} = 240^\circ \text{ К}; \quad t_2 = -33^\circ.$$

Учитывая конденсацию водяных паров, находящихся в атмосферном воздухе, понижение температуры принимаем до 0° .

Для политропного процесса

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}}$$

находим показатель политропы n

$$\frac{273}{293} = \left(\frac{98}{196} \right)^{\frac{n-1}{n}}, \text{ отсюда } n = 1,11.$$

Определяем критическое отношение давления за соплом к давлению перед соплом, при котором достигается максимальная скорость истечения

$$\left(\frac{P_2}{P_1} \right)_{кр} = \left(\frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n}{n-1}} = \left(\frac{2}{2,11} \right)^{\frac{1,11}{1,11-1}} = 0,615.$$

Для принятых условий расчета отношение $\frac{P_2}{P_1} = 0,5$, т. е. оно ниже критического. Тогда скорость истечения определяем по формуле

$$v = \sqrt{2 \frac{n}{n-1} P_1 v_{y1}} \text{ м/сек},$$

где v_{y1} — удельный объем сжатого воздуха

$$v_{y1} = \frac{98(1+\beta t)}{1,293 \cdot 196} = 0,415 \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$P_1 = 196\,000 \text{ н/м}^2.$$

Следовательно,

$$v = \sqrt{2 \cdot \frac{1,11}{2,11} \cdot 196\,000 \cdot 0,415} = 292 \text{ м/сек}.$$

Скоростной напор равен:

$$h_{ск} = \frac{292^2}{2} \cdot 1,293 = 55\,100 \text{ н/м}^2.$$

3. Количество инжектирующего воздуха принимаем примерно 10% от потребного для горения, тогда площадь сечения выходного отверстия сопла составляет:

$$f = \frac{0,1 \cdot 1325}{3600 \cdot 292} = 0,000126 \text{ м}^2.$$

Принимаем диаметр сопла $d = 12 \text{ мм}$, площадь сечения которого будет $f = 0,000113 \text{ м}^2$.

Количество инжектирующего воздуха составит:

$$V_2 = 292 \cdot 0,000113 = 0,033 \text{ м}^3/\text{сек}, \text{ или } 119 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Количество инжектируемого воздуха равно:

$$V_1' = 1325 - 119 = 1206 \text{ м}^3/\text{ч},$$

отношение

$$\varphi = \frac{V_1'}{V_2} = \frac{1206}{119} = 10,1.$$

Отношение плотностей воздуха составляет:

$$\mu = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{0,267}{1,293} = 0,206,$$

$$\text{где } \rho_2 = \frac{\rho_0}{1 + \beta t} = \frac{1,293}{4,85} = 0,267 \text{ кг/м}^3.$$

4. Оптимальное отношение сечений смесителя к сечению сопла находим по формуле (476)

$$x_{опт} = (2 - 0,75) \left(1 + \frac{10,1}{0,206} \right) (1 + 10,1) = 695.$$

5. По формуле (475) находим сечение горловины диффузора смесителя

$$78,5 = 55\,100 \left(\frac{2}{x} + \frac{695}{x^2} \right); \quad x^2 - 1406x + 488\,000 = 0,$$

$$x = \frac{1406}{2} \pm \sqrt{\frac{1406^2}{4} - 488\,000} = 780,4.$$

Сечение цилиндрической части смесителя составляет $f = 0,000113 \cdot 780,4 = 0,0883 \text{ м}^2$;

диаметр цилиндрической части $D_3 = 335 \text{ мм}$;

диаметр конца диффузора $D_4 = 2 \cdot 335 = 670 \text{ мм}$;

длина горловины диффузора $l_1 = 1,5 \cdot 335 = 500 \text{ мм}$;

длина диффузора $l_2 = 5 \cdot 335 = 1670 \text{ мм}$.

Характеристика твердых топлив СССР (по данным ВТИ)

Наименование месторождения и район	Марка и сорт	Влага шр, %	Зольность Ас, %	Состав горючей массы, % (по весу)						Теплотворность Q _н , кДж/кг	Максимальное содержание, %	
				S _{обш}	Сг	Нг	Ng	Oг	Лг		шр	Ас
Донецкий бассейн	Д Г Т АК АС	13,0 8,0 4,5 4,0 5,0	19,6 16,0 16,0 6,0 14,0	5,9 4,3 2,2 1,9 2,0	75,0 80,5 90,0 94,0 93,5	5,5 5,4 4,2 1,8 1,8	1,5 1,5 1,5 1,0 1,0	12,0 8,3 2,1 1,3 1,7	43 39 12 4 4	20 265 24 703 27 634 30 314 27 111	16 11 9 7 8	30 25 27 15 27
Кузнецкий бассейн:												
Кемеровское	ПС, СС ПС, Т	9,0 8,0	16,0 16,0	0,7 0,7	86,0 90,5	5,0 4,3	2,0 2,0	6,3 2,5	26 14	21 186 26 629	12 11	22 24
Ленинское	Д	10,0	5,5	0,5	79,0	5,5	2,4	12,6	40	26 378	—	—
Аралцеское	Г	8,5	11,0	0,7	83,0	5,8	2,7	7,8	39	26 755	11	14
Карагандинский бассейн	Т	7,0	16,0	0,7	89,0	4,1	2,0	4,2	10	26 462	9	22
Подмосковный бассейн	ПЖ, ПС	7,5	27,0	1,2	85,0	5,1	1,4	7,3	28	22 421	12	32
Печерский бассейн:	Б	32,5	35,0	5,9	67,0	5,0	1,3	20,8	45	10 635	37	45
Воркутское	ПЖ	8,0	23,0	1,3	85,0	5,3	2,2	6,2	30	23 740	16	35
Урал:												
Богословское	Б	29,0	20,0	0,6	70,0	4,5	1,3	23,6	45	13 859	35	30
Буланашское	Г	11,0	24,0	1,3	80,5	5,5	1,5	11,2	40	21 396	15	30
Учалыинское	Б	17,0	32,0	2,1	72,0	5,2	1,7	19,0	43	15 157	24	40
Башкирская АССР:												
Бабаевское	Б	45,0	25,0	1,2	68,0	6,3	0,6	23,9	63	9 965	—	—
Грузинская ССР:												
Таварисское	ПЖ	8,0	13,0	1,3	84,0	5,6	1,6	7,5	35	26 797	—	—
Ткибульское	Г	11,0	25,0	2,1	77,5	5,7	1,5	13,2	41	20 223	15	35
Киргизская ССР:												
Ташкентское	СС	9,0	13,0	0,7	79,0	5,0	1,2	14,1	37	23 992	15	25
Кок-Япак	СС	10,0	20,0	2,6	78,0	5,0	1,0	13,4	37	21 479	15	25

Продолжение приложения 1

Наименование месторождения и район	Марка и сорт	Влага шр, %	Зольность Ас, %	Состав горючей массы, % (по весу)						Теплотворность Q _н кДж/кг	Максимальное содержание, %	
				S _{обш}	Сг	Нг	Ng	Oг	Лг		шр	Ас
Красноярский край:	Б	33,0	16,0	1,0	72,0	5,0	1,3	20,7	48	14 361	37	25
Канский бассейн	Д	13,0	12,0	0,7	78,0	5,5	2,2	13,6	42	23 322	20	20
Хакасская авт. обл.:	Д	12,0	17,0	1,4	78,0	5,7	1,6	13,3	45	22 317	16	28
Минусинское	Б	21,0	20,0	0,9	75,0	5,0	1,0	18,1	43	17 711	25	30
Иркутская область:	Б	25,0	15,0	1,5	74,0	5,1	1,3	18,1	43	17 585	30	25
Черемховское	Б	33,0	11,0	0,8	75,0	5,0	1,3	17,9	42	16 413	40	16
Бурят-Монгольская АССР:	Г	8,0	10,0	0,7	82,0	5,5	1,1	10,7	38	26 587	12	15
Гусино-Озерское	Б	40,0	12,0	0,3	70,5	4,3	1,0	23,9	43	12 603	45	17
Читинская область:	Г	8,0	30,0	0,4	81,0	6,0	1,5	11,1	41	20 726	—	—
Тарбагатайское	Д	8,0	35,0	0,5	76,0	6,0	1,0	16,5	50	17 711	—	—
Черновское	СС	5,0	45,0	0,4	84,0	5,5	1,0	9,1	27	17 124	—	—
Букачинское	Т	4,5	36,0	0,5	87,0	4,8	1,3	6,4	17	20 412	—	—
Хабаровский край:	ПЖ	7,0	23,5	0,6	85,5	5,0	1,4	7,5	29	23 489	15	35
Рамкинское	Д	7,0	9,0	0,3	80,0	6,3	1,6	11,8	47	26 357	—	—
Бурейское	К	4,0	12,0	0,5	88,0	5,1	2,0	4,4	23	29 476	—	—
Приурокский край:	Т	6,0	7,0	0,5	90,0	4,5	2,0	3,0	18	30 733	—	—
Липовинское	Г	8,0	10,0	0,4	82,5	6,0	2,0	9,1	40	27 383	—	—
Воронцовское	Д	40,0	11,0	0,3	87,8	6,0	2,5	33,4	70,0	10 719	53	—
Подгородненское	Д	50,0	11,0	0,3	87,8	6,0	2,5	33,4	70	8 500	55	—
Сучанское	Г	4,0	11,0	1,0	96,5	0,4	1,2	0,9	1	27 802	—	—
О. Северный Сахалин:												
Мгаинское												
Октябрьское												
О. Южный Сахалин												
Другие виды:												
торф кусковой												
торф фрезерный												
кокс (25 мм)												

Состав искусственных газообразных топлив [11]

Газ	Состав сухого газа, % по объему							$Q^c_{H_2}$ кДж/м ³
	CO	H ₂	CH ₄	C _m H _n	II ₂ S	CO ₂	N ₂	
Коксовый	7,0	57,0	23,0	2,0	0,5	2,0	7,5	16 748
Генераторный газоподушный	33,0	1,0	0,5	—	—	0,5	65,0	4 606
Генераторный газоподушный: из антрацита, коксика	27,5	13,5	0,5	—	0,2	5,5	52,6	5 150
из газовых углей	26,5	13,5	2,5	0,3	0,1	5,0	51,9	5 862
из бурых углей	30,0	13,0	2,0	0,2	0,2	5,0	49,4	6 071
из торфа кускового	28,0	15,0	3,0	0,5	0,1	8,0	45,2	6 490
из древесины (щепы)	29,0	14,0	3,0	0,5	—	6,5	46,8	6 490
Доменный газ из кокса	28,0	2,7	0,3	—	—	10,5	58,5	3 980
Газ подземной газификации (Герловка)	17,0	16,0	1,5	—	—	10,2	55,0	4 190
Газ, полученный над давлением, из бурых углей	14,3	40,0	10,0	1,0	—	33,0	1,5	10 890

Состав и свойства некоторых природных газов [11], [19], [42]

Название газа	Состав сухого газа, %									Тепло- творность Q_{H_2} , кДж/м ³	Плотность сухого газа, кг/м ³	Прокса взриваемости	
	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	CO ₂	N ₂	H ₂ S	низший				высший
Природный газ													
Шебелинский (УССР)	93,2	4,4	0,8	0,6	0,3	0,1	0,8	—	35 800	0,800	5	14	—
Ставропольский (Сев. Кав- каз)	98,0	0,3	0,1	0,1	—	—	—	—	35 380	0,800	5	15	—
То же	85,0	4,4	2,4	1,8	1,3	0,1	1,2	—	39 360	—	—	—	—
Газлинский (УзССР)	95,6	2,7	0,3	0,3	—	—	1,1	—	36 010	0,755	—	—	—
Дашавский (УССР)	97,9	0,5	0,2	0,1	—	—	1,2	—	35 590	0,730	6	15	—
Саратовский (Елшанская)	94,0	1,2	0,7	0,4	0,2	0,2	3,3	—	35 720	0,765	6	15	—
Жоми АССР	85,9	3,1	1,0	0,4	0,1	0,1	9,4	—	33 370	0,804	5	15	—
Бузурусланский (Полтавский)	81,7	5,0	2,0	1,2	0,6	0,4	8,5	0,6	36 720	0,884	—	—	—
Березовский-Игримский (Се- верный Урал)	91,6	1,6	0,8	0,4	0,2	0,6	4,7	0,1	33 100	0,780	—	—	—
Газ «попутный» из нефтяных скважин													
Азнефть (средние данные)	85,0	2,8	—	1,2	—	11,0	—	—	33 550	0,803	3	12	—
Грозненский (Октябрьский р-н)	49,0	11,0	17,0	15,0	4,0	1,0	3,0	—	63 560	1,408	—	—	—
Дагестаннефть (Изербай)	75,0	6,8	6,0	6,0	0,2	2,0	4,0	—	43 960	0,988	—	—	—
Майнефть (Сажевский)	72,4	4,7	7,3	6,7	0,6	2,0	6,3	—	44 300	1,036	—	—	—
Прикамнефть	51,1	6,0	8,0	4,0	0,3	0,7	30,0	—	34 460	1,107	—	—	—
Ишимбаево (Баш. АССР)	44,5	17,2	16,5	5,4	2,5	0,3	0,4	0,2	53 170	1,288	—	—	—
Бузурусланнефть	71,7	7,0	4,0	3,0	1,5	0,8	10,0	—	39 900	0,984	—	—	—
Эмбанефть	87,1	3,2	1,2	0,3	0,3	1,8	6,1	—	35 020	0,820	—	—	—

Состав и теплотворность жидких топлив [22]

Наименование топлива	Элементарный состав, %						Q _{н.ср.} кДж/кг
	C ^г	H ^г	S ^г	N ^г +O ^г	AP	шР	
Мазут малосернистый марки:							
20	87,2	11,7	0,5	0,6	0,1	2,0	40 400
40	87,4	11,2	0,5	0,9	0,2	3,0	39 440
60	87,6	10,7	0,7	1,0	0,2	3,0	39 020
80 и 100	87,6	10,5	0,9	1,0	0,3	4,0	38 690
Мазут сернистый марки:							
10	85,2	11,6	2,5	0,7	0,1	1,0	40 280
20	85,0	11,6	2,9	0,5	0,2	2,0	39 610
40	85,0	11,4	3,2	0,4	0,3	3,0	38 850
Смолы генераторные	72—90	7—11	0,2—1,7	2—10	1,0	5,0	30 150—37 650
Соляровое масло	86,5	12,8	0,4	0,3	—	—	42 330
Бензин	85,0	14,9	0,05	0,05	—	—	43 750

Характеристика мазутов по маркам

Показатели	Марки мазута				
	20	40	60	80	100
Условная вязкость при 80°, град	2,5—5,0	5,0—8,0	8,0—11,0	11,0—13,0	13,0—15,5
Температура застывания, град	+5	+10	+15	+20	+25
Температура вспышки в открытом тигле, град	80	100	110	120	125
Плотность, т/м³:					
при 0°	0,961	0,992	1,010	1,038	0,962
при 100°	0,905	0,938	0,962	1,018	0,900
Коэффициент теплопроводности, Вт/м·град:					
при 30°			0,135		
при 70°			0,130		
Теплоемкость, кДж/кг × град при 20—100°			1,88—2,05		
Содержание серы, %:					
малосернистый мазут			0,5		
сернистый »			1,0		
высокосернистый »			3,5		

Элементарный состав коксика [22]

Топливо	шР	А ^с	Горючая масса, % по весу					Q _{н.ср.} кДж/кг
			C ^г	H ^г	N ^г	O ^г	S ^г	
Коксик:								
южный	16,0	9,2—13,5	95,2—95,6	0,5—0,9	0,9—1,6	0,8	1,2—2,3	23 590
восточный	15—19	11,0—17,0	95,5—96,6	0,3—0,5	1,2—1,6	1,7	0,5	23 070
Коксовая мелочь:								
южная	18,0	12,0—14,0	95,0	0,4—1,0	0,9—1,4	1,2	1,3—2,3	22 480
восточная	15—21	13,5—23,0	92,0	2,2	1,6	3,6	0,6	20 680

Плотность и теплота сгорания отдельных газов

Чистые газы	Плотность, ρ _г , кг/м³	Теплотворность		
		высшая Q _н , кДж/кг	низшая Q _н , кДж/кг	низшая Q _н , кДж/кг
Водород H ₂	0,0898	142 986	120 376	10 760
Оксид углерода CO	1,250	10 110	10 110	12 636
Сероводород H ₂ S	1,539	16 400	15 070	23 150
Метан CH ₄	0,717	55 690	50 030	35 820
Этилен C ₂ H ₄	1,261	49 775	46 543	58 690
Этан C ₂ H ₆	1,356	51 919	47 522	63 751
Пропан C ₃ H ₈	2,020	50 495	46 329	91 256
Бутан C ₄ H ₁₀	2,840	49 616	45 848	118 651
Пентан C ₅ H ₁₂	3,218	49 114	45 345	145 833
Гексан C ₆ H ₁₄	3,840	48 862	45 178	162 112
Кислород O ₂	1,429	—	—	—
Азот N ₂	1,251	—	—	—
Двуокись углерода CO ₂	1,977	—	—	—
Водяной пар H ₂ O	0,804	—	—	—
Сернистый газ SO ₂	2,852	—	—	—

Средние показатели по

Топливо	Состав сухого газа, % по объему							
	CO	H ₂	CH ₄	C _m H _n	H ₂ S	CO ₂	N ₂	O ₂
Торф кусковой, $w_p = 33\%$	27,0	14,0	3,0	0,4	—	8,0	47,4	0,2
Подмосковный уголь «БР»	27,2	13,3	2,6	0,5	1,2	4,9	48,9	0,2
Богословский уголь «БР»	25,5	14,0	2,1	0,3	0,2	6,0	51,6	0,2
Челябинский уголь «БР»	28,0	14,0	2,0	0,2	0,2	5,0	50,4	0,2
Булацашский уголь «Г»	26,0	13,0	2,7	0,3	—	5,0	52,8	0,2
Кольчугинский уголь «Д»	27,0	13,0	2,7	0,3	—	4,0	51,8	0,2
Черногорский уголь «Д»	26,0	13,0	2,7	0,3	—	5,0	52,8	0,2
Донецкий уголь «Д»	26,5	13,5	2,3	0,3	0,3	5,0	51,9	0,2
Донецкий антрацит «АС»	27,0	14,0	0,6	0,0	0,2	6,0	52,0	0,2
Коксик	28,5	13,0	0,7	0,0	—	5,0	52,6	0,3

газификации твердых топлив

Температура, °C	Выход сухого газа, м ³ /кг	Температура газа на выходе из газогорелочного аппарата, град	Содержание в газе (на сухой газ)			Дутье			Весовое напряжение шпаты газогорелочного аппарата, кг/м ² ·ч
			влажн. г/м ³	сложн. г/м ³	пыль, г/м ³	температура паровоздушного дутья, град	расход пара, г/кг	расход воздуха, м ³ /кг	
6280	1,7	200	300	40,0	10,0	55	130	0,9	450—500
6134	1,1	250	210	36,2	—	51	167	1,5	200—230
5548—5862	2,0	250	240	4,0	22,0	46—50	150—250	1,2	200—250
6113—6385	2,1	250—300	200	22,5	15,9	46—65	250—350	1,4	470—540
5862	2,8	550	100	25,0	—	50	300	2,8	150
6280	3,3	500	80	15,0	6,0	50	250	2,1	150—200
6280	3,0	550	100	12,0	5,0	55	300	2,0	150—200
5862	3,0	550	—	11,0	14,0	45—55	400—550	2,2	240—280
5150	4,0	600	—	—	10,0	55—58	400—420	2,6	180—250
5234	3,2	600	80	—	16,0	55—58	340—360	2,3	160—250

Энтальпия газов, $i = c_0^1 t$

t°	CO ₂	SO ₂	H ₂ O	H ₂ S	N ₂	O ₂	CO
100	170,0	181,3	150,7	153,2	129,8	131,9	130,2
200	357,6	377,7	304,4	312,3	260,0	267,1	261,3
300	558,9	586,6	462,7	478,6	391,9	407,0	395,2
400	772,1	807,2	626,4	653,2	526,7	551,0	531,7
500	994,4	1034,2	795,1	835,3	664,1	699,2	671,6
600	1224,7	1268,7	968,9	1025,0	804,3	850,0	814,4
700	1462,1	1506,5	1148,9	1222,2	947,5	1004,0	960,5
800	1704,9	1745,1	1334,4	1426,9	1093,6	1159,8	1109,1
900	1952,4	1993,4	1526,2	1635,4	1241,9	1318,1	1259,9
1000	2203,6	2235,9	1722,9	1850,6	1391,7	1477,6	1412,7
1100	2458,6	2487,1	1925,2	2072,6	1543,7	1638,4	1567,2
1200	2716,5	2733,3	2132,4	2291,1	1697,4	1800,8	1723,4
1300	2976,9	—	2343,9	—	1852,7	1963,7	1880,8
1400	3239,1	—	2559,1	—	2008,9	2128,2	2039,5
1500	3503,3	—	2779,3	—	2166,3	2294,5	2199,0
1600	3769,1	—	3002,1	—	2324,6	2460,7	2359,4
1700	4036,7	—	3229,4	—	2484,1	2628,6	2520,6
1800	4305,1	—	3458,5	—	2643,7	2797,7	2682,2
1900	4574,3	—	3690,4	—	2804,4	2967,3	2844,6
2000	4844,4	—	3925,7	—	2965,2	3138,6	3007,9
2100	5115,7	—	4163,5	—	3127,7	3309,4	3171,6
2200	5387,0	—	4402,2	—	3289,3	3482,7	3335,4
2300	5658,7	—	4643,8	—	3452,6	3656,5	3499,5
2400	5930,9	—	4887,9	—	3615,5	3831,5	3664,9
2500	6203,0	—	5132,4	—	3778,8	4007,0	3830,3

кДж/м³ (при 101 кН/м²)

H ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	C ₂ H ₄	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂
129,0	164,1	206,4	249,5	350,9	470,6	583,7
259,6	351,7	456,4	554,8	793,0	1051,4	1303,0
389,8	566,1	748,6	913,2	1310,9	1731,7	2140,8
520,9	806,4	1074,4	1323,5	1903,8	2506,8	3096,3
652,7	1070,2	1431,9	1776,5	2546,9	3344,6	4128,4
784,6	1356,6	1815,5	2266,8	3259,2	4269,1	5269,8
918,6	1663,9	2219,1	2790,6	4006,5	5239,6	6462,2
1053,4	1995,5	2646,6	3345,0	4790,8	6246,6	7700,3
1190,4	2342,2	3088,3	3925,7	5608,5	7303,0	8992,8
1328,9	2699,4	3547,2	4529,5	6461,4	8404,1	10344,8
1469,6	3065,3	4021,2	5152,5	7345,7	9546,8	11747,5
1612,0	3435,8	4503,5	5790,6	8258,0	10726,3	13196,2
1756,4	—	—	—	—	—	—
1902,6	—	—	—	—	—	—
2051,2	—	—	—	—	—	—
2200,7	—	—	—	—	—	—
2351,8	—	—	—	—	—	—
2505,1	—	—	—	—	—	—
2659,6	—	—	—	—	—	—
2815,3	—	—	—	—	—	—
2971,9	—	—	—	—	—	—
3130,2	—	—	—	—	—	—
3289,7	—	—	—	—	—	—
3449,7	—	—	—	—	—	—
3612,5	—	—	—	—	—	—

Средние теплоемкости газов при разных

температурах c_p^f , кДж/м³·град

t°	CO ₂	SO ₂	H ₂ S	H ₂ O	N ₂
0	1,5998	1,7334	1,5073	1,4943	1,2766
100	1,7003	1,8130	1,5324	1,5052	1,2908
200	1,7874	1,8883	1,5617	1,5224	1,2971
300	1,8628	1,9553	1,5952	1,5425	1,2992
400	1,9298	2,0181	1,6329	1,5655	1,3022
500	2,9888	2,0684	1,6706	1,5898	1,3051
600	2,0412	2,1144	1,7083	1,6149	1,3080
700	2,0885	2,1521	1,7460	1,6413	1,3122
800	2,1312	2,1814	1,7837	1,6681	1,3168
900	2,1693	2,2149	1,8172	1,6957	1,3227
1000	2,2036	2,2359	1,8507	1,7230	1,3289
1100	2,2350	2,2610	1,8842	1,7502	1,3361
1200	2,2639	2,2777	1,9093	1,7770	1,3432
1300	2,2899	—	—	1,8029	1,3511
1400	2,3137	—	—	1,8280	1,3591
1500	2,3355	—	—	1,8527	1,3675
1600	2,3556	—	—	1,8762	1,3754
1700	2,3745	—	—	1,8996	1,3834
1800	2,3916	—	—	1,9214	1,3918
1900	2,4075	—	—	1,9424	1,3997
2000	2,4222	—	—	1,9629	1,4077
2100	2,4360	—	—	1,9825	1,4152
2200	2,4486	—	—	2,0010	1,4227
2300	2,4603	—	—	2,0190	1,4303
2400	2,4712	—	—	2,0366	1,4374
2500	2,4812	—	—	2,0529	1,4449

CO	N ₂	O ₂	CH ₄	C ₂ H ₆	Сухой воздух
1,2992	1,2946	1,3059	1,5500	1,8268	1,2971
1,3017	1,2959	1,3176	1,6421	2,0621	1,3005
1,3072	1,2996	1,3352	1,7590	2,2828	1,3076
1,3168	1,3068	1,3562	1,8862	2,4955	1,3177
1,3289	1,3164	1,3775	2,0156	2,6860	1,3294
1,3428	1,3277	1,3980	2,1404	2,8635	1,3428
1,3574	1,3402	1,4168	2,2610	3,0259	1,3570
1,3721	1,3537	1,4345	2,3770	3,1700	1,3712
1,3863	1,3670	1,4500	2,4942	3,3082	1,3846
1,3997	1,3796	1,4646	2,6026	3,4317	1,3976
1,4127	1,3918	1,4776	2,6994	3,5472	1,4098
1,4248	1,4035	1,4893	2,7865	3,6657	1,4219
1,4361	1,4144	1,5006	2,8631	3,7528	1,4328
1,4466	1,4253	1,5107	—	—	1,4437
1,4567	1,4349	1,5203	—	—	1,4537
1,4659	1,4441	1,5295	—	—	1,4629
1,4747	1,4529	1,5379	—	—	1,4717
1,4826	1,4613	1,5463	—	—	1,4797
1,4901	1,4688	1,5542	—	—	1,4872
1,4973	1,4759	1,5618	—	—	1,4948
1,5040	1,4826	1,5693	—	—	1,5015
1,5102	1,4893	1,5760	—	—	1,5082
1,5161	1,4952	1,5831	—	—	1,5140
1,5216	1,5010	1,5898	—	—	1,5203
1,5270	1,5065	1,5965	—	—	1,5257
1,5320	1,5115	1,6028	—	—	1,5312

Энтальпия воздуха, горючих газов и продуктов горения, кДж/м³
(при 101 кН/м²)

От 0° до t° C	Воздух сухой	Воздух влажный, d = 10 г/кг сух. воз.	Коксовый газ	Доменный газ	Генераторный газ из торфа	Генераторный газ из антрацита	Продукты горения при α = 1,2	
							генераторного газа	природного газа
100	129,8	130,2	141,5	134,8	134,8	133,1	138,2	136,5
200	261,3	262,1	291,0	272,6	273,4	268,0	280,1	275,5
300	394,8	397,3	448,8	412,8	415,3	405,3	425,8	417,4
400	531,3	535,9	615,1	557,3	560,6	545,6	574,5	564,0
500	671,2	671,8	788,8	705,1	709,7	689,6	729,4	713,5
600	814,4	816,5	979,8	858,3	865,0	837,8	887,2	866,3
700	959,2	963,0	1157,7	1009,1	1015,3	983,9	1043,8	1025,0
800	1106,6	1110,0	1354,1	1170,7	1180,3	1140,1	1213,8	1185,3
900	1258,2	1262,4	1554,2	1333,1	1347,8	1296,7	1382,5	1341,3
1000	1407,7	1416,5	1757,7	1493,5	1509,8	1455,0	1554,2	1516,9
1100	1562,2	1568,0	—	—	1678,1	1614,1	1725,5	1684,4
1200	1718,3	1728,4	—	—	1848,6	1777,8	1903,0	1855,3
1300	1875,8	1882,5	—	—	—	—	2079,7	2029,4
1400	2031,9	2041,2	—	—	—	—	2259,7	2200,7
1500	2189,8	2200,3	—	—	—	—	2439,3	2380,3
1600	2342,2	2363,6	—	—	—	—	2621,5	2560,8
1700	2512,2	2523,1	—	—	—	—	2799,0	2736,2
1800	2675,1	2689,7	—	—	—	—	2986,2	2916,7
1900	2833,8	2849,2	—	—	—	—	3170,0	3096,7
2000	3000,0	3010,9	—	—	—	—	3350,7	3285,5

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при свободном движении воздуха в большом объеме

Ламинарный режим $\alpha_k = A_1 (\Delta t)^{0,125} l^{-0,625}$ Вт/м²·град.

Локонообразный режим $\alpha_k = A_2 \sqrt[4]{\frac{\Delta t}{l}}$ Вт/м²·град.

Вихревой режим $\alpha_k = A_3 \sqrt[3]{\Delta t}$ Вт/м²·град.

Значения A_1, A_2, A_3 для воздуха [41]

Коэффициенты	Средняя температура, град						
	0	50	100	200	300	500	1000
A_1	0,29	0,31	0,33	0,36	0,38	0,43	0,37
A_2	1,38	1,37	1,36	1,34	1,31	1,30	1,22
A_3	1,72	1,63	1,60	1,41	1,31	1,20	0,90

Средняя температура $t_{cp} = \frac{t_{воз} + t_{ст}}{2}$; l — линейный размер тела, м (для вертикальных стенок l — высота стенки, для горизонтальных, слегка наклонных и вертикальных труб, а также шаров l — диаметр).

Приближенные формулы [6], [41]

$\alpha_k = 3,3 \sqrt[3]{\Delta t}$ Вт/м²·град — для плиты, обращенной вверх;

$\alpha_k = 2,6 \sqrt[3]{\Delta t}$ » — для вертикальной стенки;

$\alpha_k = 1,6 \sqrt[3]{\Delta t}$ » — для плиты, обращенной вниз;

$\alpha_k = 1,1 \frac{\Delta t^{0,23}}{d^{0,3}}$ » — для горизонтальной трубы;

$\alpha_k = 0,72 \frac{\Delta t^{0,33}}{d^{0,3}}$ » — для вертикальной трубы;

где d — диаметр трубы, м;

$$\Delta t = t_{ст} - t_{воз} \text{ или } \Delta t = t_{воз} - t_{ст}.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при турбулентном движении воздуха в трубах и каналах

$$\alpha_k = 0,018 \frac{\lambda}{d} \text{Re}^{0,8} \text{Вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

где λ — коэффициент теплопроводности газов, $\text{вт/м} \cdot \text{град}$;
 d — диаметр трубы (приведенный диаметр канала), м;

$Re = \frac{vd}{\nu}$ — критерий Рейнольдса;

v — скорость движения газов, м/сек ;

ν — коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{сек}$;

φ — поправочный множитель, зависящий от отношения длины трубы к диаметру и критерия Re .

Физические контакты воздуха и дымовых газов [41]

Температура, град	Коэффициент кинематической вязкости при 101 кПа , $\nu \cdot 10^6 \text{ м}^2/\text{сек}$		Коэффициент теплопроводности λ , $\text{вт/м} \cdot \text{град}$	
	воздух	дымовые газы	воздух	дымовые газы
0	13,3	12,2	0,0248	0,0228
100	23,2	21,5	0,0319	0,0313
200	34,9	32,8	0,0383	0,0401
300	48,3	45,8	0,0455	0,0484
400	63,1	60,4	0,0505	0,0570
500	79,2	76,3	0,0563	0,0656
600	96,8	93,6	0,0619	0,0742
700	115,1	112,1	0,0672	0,0827
800	134,7	131,8	0,0723	0,0915
900	155,2	152,5	0,0772	0,1001
1000	176,7	174,3	0,0820	0,1090
1100	199,2	197,1	0,0864	0,1175
1200	222,7	221,0	0,0908	0,1262
1400	273,0	272,0	0,0998	0,1442

Значение поправочного коэффициента φ в зависимости от $\frac{l}{d}$ и Re

Re	Значение поправочного коэффициента φ									
	Отношение $\frac{l}{d}$									
	1	2	5	10	15	20	30	40	50 и выше	
$1 \cdot 10^4$	1,65	1,50	1,34	1,23	1,17	1,13	1,07	1,03	1,00	
$2 \cdot 10^4$	1,51	1,40	1,27	1,18	1,13	1,10	1,05	1,02	1,00	
$5 \cdot 10^4$	1,34	1,27	1,18	1,13	1,10	1,08	1,04	1,02	1,00	
$1 \cdot 10^5$	1,28	1,22	1,15	1,10	1,08	1,06	1,03	1,02	1,00	
$1 \cdot 10^6$	1,14	1,11	1,08	1,05	1,04	1,03	1,02	1,01	1,00	

Отдельные формулы для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией

1. Продольное обтекание плоской стенки (плиты) газом [41]

$$Nu = 0,032 \cdot Re^{0,8}$$

где $Re = \frac{vl}{\nu}$ — определяется при температуре газа,

l — длина плиты (стенки) по направлению движения потока, м;

$$Nu = \frac{\alpha_k l}{\lambda}$$

2. Движение воздуха и дымовых газов в кирпичных каналах размерами 40×40 до 90×90 мм [11]

$$\alpha_k = 0,86 \frac{v_0^{0,8}}{d^{0,33}} \sqrt{T} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

где v_0 — скорость газов при 0° , м/сек ;

T — абсолютная температура газа, $^\circ\text{К}$;

d — приведенный диаметр, м.

3. Движение газов в рабочем пространстве пламенных печей (формула Н. Н. Доброхотова) [11]

$$\alpha_k = 10 v_0 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

4. Движение газов (воздуха) вдоль садки кирпича в обжиговых печах (формула К. А. Нохратяна) [11]

$$\alpha_k = 0,55 \frac{v_0^{0,5}}{d^{0,33}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

где d — эквивалентный диаметр канала, м.

5. Вертикальная регенеративная насадка с прямыми каналами [11]

$$\alpha_k = 8,8 \frac{v_0^{0,5}}{d^{0,33}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

6. Регенеративная насадка с каналами вразбежку (шахматная)

$$\alpha_k = 9,65 \frac{v_0^{0,5}}{d^{0,33}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

7. В печах для обжига изделий при небольших значениях Re коэффициент теплоотдачи конвекцией приближенно можно рассчитать по формуле Юргеса

$$\alpha_k = 5,6 + 4v \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

где v — скорость газов при 20° .

При больших значениях Re следует пользоваться формулой Беама [42]

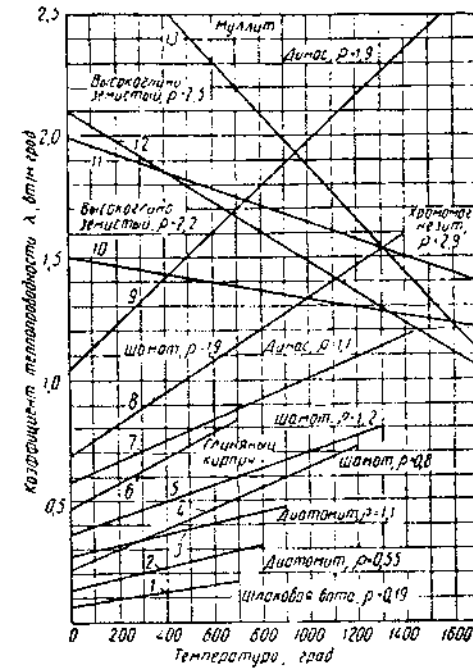
$$\alpha_k = 0,865 \frac{v^{0,8} T^{0,25}}{d^{0,334}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

где $T = \frac{T_{\text{ж}} + T_{\text{газ}}}{2} \text{ } ^\circ\text{К}$.

Для садки изделий на этажерках значения коэффициента теплоотдачи конвекцией в области высоких температур зоны подогрева равны $\alpha_{\text{гр}} = 35 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$ и при низких температурах в начале зоны подогрева $\alpha_{\text{гр}} = 5,2 \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}$ [42].

Коэффициенты теплопроводности огнеупорных и теплоизоляционных материалов [11], [42]

Изделия	ρ , кг/м ³	Допустимая рабочая температура, град	λ , вт/м·град
Шамотные	> 1900	1350—1500	$1,04 + 0,00015 t$
»	1900	1350—1500	$0,70 + 0,00064 t$
»	1300	1300	$0,61 + 0,00018 t$
»	1200	1300	$0,35 + 0,00035 t$
»	1000	1250	$0,28 + 0,00023 t$
»	800	1200	$0,21 + 0,00043 t$
Диначовые	1900	1650—1700	$1,07 + 0,00093 t$
»	1900	1650—1700	$0,81 + 0,00076 t$
»	1100	1500	$0,58 + 0,00043 t$
Полукислый кирпич	1800	1250—1400	$0,85 + 0,00040 t$
Глиняный кирпич	1800	700	$0,47 + 0,00051 t$
Высокоглиноземистые	2500	1900	$2,1 - 0,00062 t$
»	2200	1600	$1,52 - 0,00018 t$
»	1330	1450	$0,66 + 0,00008 t$
Корундовые	2600—2900	1600—1700	$2,1 + 0,00215 t$
Силлиманитовые	2200—2600	1650	$1,66 - 0,00018 t$
Муллитовые	2200—2900	1750	$2,96 - 0,00110 t$
Магнезитовые	2600—2700	1650—1750	$6,2 - 0,00270 t$
»	2600—2700	1650—1750	$4,6 - 0,00120 t$
Магнезитохромитовые	2700—2900	1750	$4,0 - 0,00082 t$
Хромомагнезитовые	2900	1750	$2,0 - 0,00035 t$
Хромомагнезит (герметостойкий)	3000	1750	$2,8 - 0,00098 t$
»	3300	1750	$3,5 - 0,00058 t$
Форстеритовые	3000	1800	$3,3 - 0,00110 t$
Периклазоципсельные	3000	1750	$2,5 - 0,00058 t$
Карборундовые	2000—2500	1400—1500	$5,2 - 0,00130 t$
Угольные	1350—1600	2000	$23,2 + 0,00035 t$
Диатомитовые	1100	900	$0,27 + 0,00023 t$
»	750	900	$0,17 + 0,00035 t$
Диатомовая засыпка	500	700	$0,10 + 0,00028 t$
Шамотная засыпка	1000	1000	$0,23 + 0,00049 t$
Шлаковая вата	300	700	$0,065 + 0,00035 t$



Коэффициент теплопроводности материалов:

1 — шлаковая вата, $\rho = 0,19$; 2 — диатомит, $\rho = 0,55$; 3 — шамот, $\rho = 0,8$; 4 — диатомит, $\rho = 1,1$; 5 — шамот, $\rho = 1,2$; 6 — глиняный кирпич; 7 — динач, $\rho = 1,1$; 8 — шамот, $\rho = 1,9$; 9 — динач, $\rho = 1,9$; 10 — высокоглиноземистый, $\rho = 2,2$; 11 — хромомагнезит, $\rho = 2,9$; 12 — высокоглиноземистый, $\rho = 2,5$; 13 — муллит; 14 — корунд, $\rho = 2,1$; 15 — силлиманит, $\rho = 1,66$; 16 — магнезит, $\rho = 6,2$; 17 — магнезит, $\rho = 4,6$; 18 — магнезитохромит, $\rho = 4,0$; 19 — хромомагнезит, $\rho = 2,0$; 20 — хромомагнезит, $\rho = 2,8$; 21 — форстерит, $\rho = 3,3$; 22 — периклазоципсельный, $\rho = 2,5$; 23 — карборунд, $\rho = 5,2$.

Теплоемкость печестроительных материалов [42]

Изделия	C , кдж/кг·град	Применяется при температуре
Шамотные	$0,837 + 0,000264 t$	До 1350—1500
Высокоглиноземистые	$0,837 + 0,000264 t$	До 1600—1900
Корундовые (алундовые)	$0,795 + 0,000419 t$	При $t < 800$
»	$0,419 + 0,00088 t$	При $t > 800$
Силлиманитовые	$0,67 + 0,000167 t$	До 1650—1750
Муллитовые	$0,67 + 0,000126 t$	1650—1750
Глиняный кирпич	$0,837 + 0,000264 t$	500—700
Полукислый кирпич	$0,88 - 0,00023 t$	1250—1450

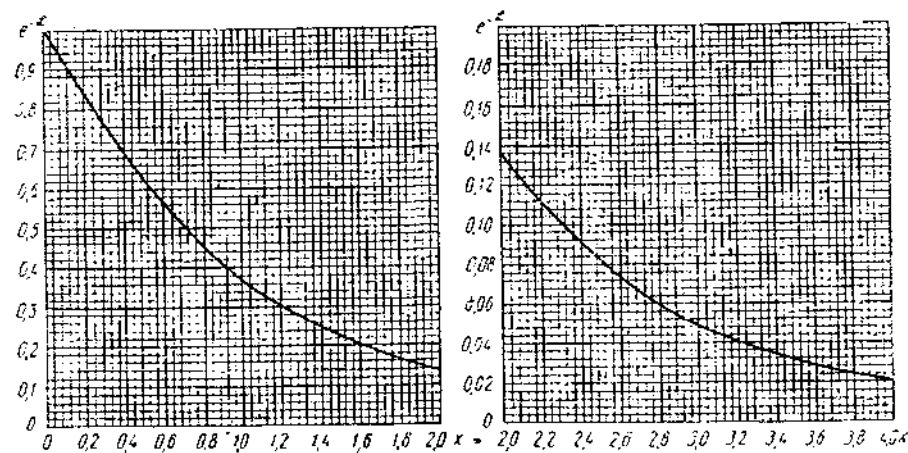
Изделия	$C, \text{кдж/кг} \cdot \text{град}$	Применяется при температуре
Дшаговые	$0,795 + 0,000335 t$	До 1650—1700
Магнезитовые	$0,942 + 0,00025 t$	" 1650—1750
Хромомагнезитовые	$0,754 + 0,00015 t$	" 1750
Периклазошпинельные	$0,775 + 0,0003 t$	" 1750
Форстеритовые	$0,89 + 0,000419 t$	" 1800
Цирконисвые	$0,5 + 0,000167 t$	" 1800—2000
Цирконовые	$0,627 + 0,000125 t$	" 1900
Кварцевые	$0,73 + 0,000377 t$	При $t < 800$
"	$0,9 + 0,000167 t$	" $t > 800$
Карборундовые	$0,96 + 0,000146 t$	До 1400—1500
Угольные (графитовые)	$0,837 - 1,256$	" 2000
Диатомит	$0,837 - 0,92$	" 900
Шлаковая вата	0,88	" 700

Средние теплоемкости некоторых материалов, $\text{кдж/кг} \cdot \text{град}$
[10], [13]

$t, \text{град}$	CaCO_3	MgCO_3	Fe_2O_3	SiO_2	CaO	MgO	Al_2H_3	C_2S	Клинкер
100	0,875	0,860	—	0,800	0,787	0,913	1,088	—	0,787
200	0,980	0,955	0,753	0,867	0,795	0,985	1,105	—	0,830
300	1,020	0,985	0,775	0,921	0,842	1,025	1,120	0,867	0,867
400	1,037	1,005	0,795	0,971	0,855	1,045	1,160	0,892	0,892
500	1,050	1,063	0,821	1,030	0,862	1,070	1,170	0,905	0,918
600	1,080	—	0,850	1,070	0,867	1,096	—	0,913	0,939
700	1,096	—	0,880	1,083	0,880	1,118	—	0,950	0,955
800	1,105	—	0,896	1,090	0,884	1,133	—	0,968	0,968
900	1,112	1,278	0,913	1,100	0,892	1,148	—	0,980	0,980
1000	—	—	0,925	1,110	0,896	1,160	—	0,997	0,997
1100	—	—	0,950	1,112	0,900	1,170	—	1,010	1,010
1200	—	—	0,964	1,117	0,905	1,188	—	1,013	1,013
1300	—	—	0,980	1,130	0,910	1,197	—	1,020	1,060
1400	—	—	0,997	1,133	0,913	1,205	—	1,030	1,090
1500	—	—	—	1,138	0,918	1,213	—	1,037	1,120

Средние теплоемкости огнеупорных материалов, $\text{кдж/кг} \cdot \text{град}$ [11]

$t, \text{град}$	Шамот	Динас	Магнезит	Хромомагнезит	Высокоглиноземистые огнеупоры
0	0,808	0,700	0,872	0,712	0,784
100	0,837	0,780	0,964	0,750	0,860
200	0,871	0,845	1,045	0,791	0,939
300	0,905	0,905	1,110	0,830	1,000
400	0,935	0,955	1,125	0,867	1,037
500	0,964	0,997	1,138	0,905	1,073
600	0,997	1,030	1,150	0,946	1,090
700	1,030	1,060	1,162	0,985	1,110
800	1,060	1,080	1,180	1,020	1,130
900	1,090	1,096	1,192	1,062	1,146
1000	1,122	1,112	1,205	1,100	1,162
1100	1,155	1,120	1,220	1,138	1,182
1200	1,182	1,130	1,233	1,180	1,200
1300	1,218	1,133	1,248	1,218	1,220
1400	1,248	1,138	1,265	1,255	1,240
1500	—	1,141	1,278	1,292	1,255
1600	—	1,148	1,292	1,335	1,278
1700	—	—	1,306	1,372	1,292



Показатели работы камерных печей [42]

Тип печи и назначение	Объем камеры, м³	Плотность садки, кг/м³	Продолжительность цикла, сут.	Съем за цикл, кг/м³
Прямоугольные и круглой формы для обжига санфаянса	70—150	40—150	3—4	300—1500
Печи с выдвижным подом для обжига фаянсовых ванн	10—15	1—2 (шт./печь)	4—5	6—15 (шт./печь)
Прямоугольные для обжига плиток для полов	50—60	20—30 м²	4—5	120—230 м²
Прямоугольные для обжига кислотоупорных изделий	120—200	450—600	5—12	1100—3600
Прямоугольные для обжига пазо-дочных колец	100—150	350—400	3—4	2600—4000
Прямоугольные для обжига канализационных труб диаметром:				
250—300 мм	100—200	230—270	4—5	1400—1600
300—600 мм	100—200	210—230	6—7	1000—1200
Круглые для обжига хозфарфора:				
2-й обжиг	30—150	25—120	3—4	200—1200
Круглые для обжига хозфаянса:				
1-й обжиг	40—280	120—160	3—4	—
2-й обжиг	30—200	40—120	3	400—1800
Круглые и прямоугольные для обжига спецкерамики	3—5	10—50	1—2	150—1500
Печи с выдвижным подом для обжига крупных изоляторов (электрофарфора)	8—15	2—4 (шт./печь)	4—6	10—30 (шт./печь)
Прямоугольные для обжига:				
шамотных изделий	50—120	650—1000	6—9	2100—5000
диазовых изделий	50—200	800—1100	15—22	1100—2200
абразивов	50—100	650—750	5—8	2800—4000

Приложение 21

Некоторые практические параметры обжига изделий в туннельных печах [42]

Изделия	Продолжительность обжига, ч	Плотность садки, т/м³	Емкость вагонетки, т/ваг
Шамотный нормальный кирпич и простой фасон	29—33	0,7—0,72	12,3—12,5
Шамотный сталевазничный прилаз	31	0,4—0,5	8,4—10
Сложный фасон (вес 8—15 кг)	33—40	0,61—0,63	10,7—11
Диазовый нормальный кирпич и фасон весом до 12 кг	123—136	0,8—0,83	14—14,5

Продолжение прилож. 21

Изделия	Продолжительность обжига, ч	Плотность садки, т/м³	Емкость вагонетки, т/ваг
Высокоглиноземистые изделия (45—62% глинозема) весом до 15 кг	50—80	0,66—0,71	7—7,5
Магнетитохромистые	78	1	10,4
Периклазошпинельные	89—96	1,03—1	10,83—10,52
Глиняный кирпич	30—36	0,8—0,9	10,8
Канализационные трубы	46—50	0,2—0,3	1,1—1,7
Кислотоупоры	50—60	0,06—0,3	—
Плитки облицовочные:			
1-й обжиг	40—50	35—70 м²/м³	—
2-й обжиг	21—40	22—30 м²/м³	70—90 м²/ваг
Плитки для полов	30—65	15—25 м²/м³	90—200 м²/ваг
Санфаянс:			
однорядный обжиг	18—30	0,1—0,13 т/м²	0,19—0,24 т/м²
двухрядный обжиг	30—36	0,12—0,18	0,43—0,65
Хозфаянс:			
1-й обжиг	28—36	0,15—0,3	—
2-й обжиг	16—22	0,1—0,2	—
Хозфарфор	25—36	0,06—0,12	—
Электрофарфор	48—65	0,15—0,25	—
Абразивы	45—65	0,65—0,75	—

Примечания: 1. Плотность садки отнесена ко всему объему садки без учета разрывов.
2. Весовая емкость вагонетки связана с ее размерами. Следует считать размеры вагонеток: для огнеупоров 3×3,1; для санфаянса 2×1,5 и 1,75×1; для канализационных труб 2,15×1,7; для облицовочных плиток 1,85×1,3; для плиток для полов 2×1,75 м.

Приложение 22

Показатели работы туннельных печей для обжига шамотных изделий [11]

Показатели	Средняя заводская	Завод им. Орджоникидзе	Завод им. Хрущева	Завод им. Октябрьского	Завод им. Сухова	Туннельная заводская	Боровичская комбинат
Длина печи, м	148,5	130	113	148,5	80	60	
Ширина вагонетки, м	2,1	3,04	1,65	2,1	2,2	3,0	
Длина вагонетки, м	1,65	3,24	1,95	1,65	2,5	3,0	
Количество вагонеток в печи, шт.	90	40	58	90	32	20	
Емкость вагонетки, т	4,8	12,4	3,8	5,8	6,1	14,8	
Температура обжига, град	1450	1400	—	1350	1400	1400	
Продолжительность обжига, ч	51	53	58	55	74	40	
Производительность печи, т/сут	202	224	91	200	73	178	
Удельная производительность, кг/м³·сут	252	307	318	314	288	545	
Удельная производительность, кг/м²·ч	20,7	23,7	20,3	26,8	17,3	41,3	

Характеристика туннельных печей для обжига огнеупорных изделий [11]

Показатели	Шамотные	Динасовые	Хромомагнезитовые	Высокоглинозистые	Легковесные шамотные
Длина печи, м	66 и 120	165 и 180	156	156	135
Длина сушила, м	21 и 39	30	27	45	24
Ширина в свету, мм	3080	3080	3200	3200	3200
Высота в свету, мм	1900 и 2100	2100	1100	1100	1150
Температура обжига, град	1400	До 1400	До 1650	1600	До 1400
Производительность, т/сут	165 и 330	135 и 150	165 и 190	120	45
Годовая производительность, т	60 и 120	50—55	60—70	45	16
Удельный расход условного топлива, %	7—8	13—14	12	14	7,5

Приложение 24

Показатели работы туннельных печей для обжига керамики [21]

Показатели	Обжигаемые изделия			
	семишелевые блоки	канализационные трубы	санитарно-строительная керамика	санитарно-строительная керамика
Конструкция печи	Росстрой-проект	Южгипроцемент	Гипростройматериалы	Гипростройматериалы
Длина печи, м	105	109	87,5	66,6
Топливо	Природный газ	Мазут	Генераторный газ	Мазут
Температура обжига, град	1020	1160	1280	1260
Продолжительность обжига, ч	19	46,5	27,2	18
Выход вагонеток в сутки, шт.	65	26	39	48
Емкость вагонетки, т	3	1,68	0,25	0,11
Плотность садки, кг/м ³	500	280—320	69,5	79
Годовая производительность, тыс. т	70	14,2	2,9	1,68
Удельный расход условного топлива, %	5	16	89	69

Показатели работы туннельных печей для обжига керамики [21]

Показатели	Обжигаемые изделия				
	санитарно-строительная керамика	санитарно-строительная керамика	облицовочные плитки	облицовочные плитки	плитки для полов
Конструкция печи	ГИКИ	ГИКИ	Гипростройматериалы	Гипростройматериалы	Южгипроцемент
Длина печи, м	100	87,2	87,5	87,5	113
Топливо	Мазут	Генераторный газ	Генераторный газ	Генераторный газ	Природный газ
Температура обжига, град	1300	1270	1250	1140	1180
Продолжительность обжига, ч	30,2	26,9	31	25,7	72
Выход вагонеток в сутки, шт.	39	47	20,5	41	19
Емкость вагонетки, т	0,38	0,188	—	—	—
Плотность садки, кг/м ³	60,5	122	—	—	—
Годовая производительность печи, тыс. т	4,21	1,82	880	860	717
Удельный расход условного топлива, %	74%	97%	3,2 кг/м ²	4 кг/м ²	4,8 кг/м ²

Приложение 26

Основные показатели работы туннельных печей для обжига керамики [6]

Изделия	Температура обжига, град	Продолжительность обжига, ч	Плотность садки изделий, т/м ²	Месячный съем, т/м ²	Удельный расход условного топлива, %
Керамические камни, кирпич	950—1050	20—30	0,6—0,9	14—20	4—5
Канализационные трубы	1100—1200	45—60	0,25—0,32	3—4	12—16
Плиты для полов	1100—1200	40—48	0,60—0,75	9—12	16—20
Облицовочные плитки	1230—1280	38—42	0,4—0,5	7,5—8,0	50—60
Удельный обжиг	1120—1180	20—22	0,25—0,30	8—10	60—70

Показатели работы вращающихся печей огнеупорной промышленности [11]

Обжигаемый материал	Длина печи, м	Диаметр по кожуху, м	Продуктивность, т/ч	Удельный расход топлива, %	Уклон печи, %	Коэффициент использования	Съем с 1 м ² внутренней поверхности, кг/м ² ·ч	Примечание
Обжиг глины	60,0	3,0	12—13	14,0	10,0	—	23,6—25,6	
»	60,0	3,0/3,6	13,5—14,0	14,0	25,0	—	24,0—26,0	
»	46,0	2,5	7,0	12,5	12,0	—	22,1	
Обжиг доломита	65	3,5	8,4—9,8	38,0—40,0	—	0,86—0,9	13,5—15,8	Печь с подготовительной решеткой
»	60	4,0	18,6—19,6	27,0	—	0,825	27,5—29,0	Мокрый способ
Обжиг магнезита	90	3,6	8,1—9,5	52,5	—	0,81—0,83	9,4—11,0	»
»	90	3,6	11,0—11,8	44,0—48,0	—	0,90—0,95	12,8—13,8	»
»	170	4,5	25,0—27,0	46,0—47,5	—	0,89—0,90	11,75	Сухой способ
»	60	4,0	14,0—15,0	29,0—30,0	—	0,82—0,85	20,0—30,0	Печь с подготовительной решеткой

Основные показатели вращающихся печей для мокрого способа обжига клинкера с внутренними теплообменными устройствами [10]

Размеры печи $D_{гор} \times D_{ср} \times l$, м	Виды теплообменных устройств	Число опор	Отношение длины к среднему диаметру корпуса	Продуктивность, т/ч	Удельный расход тепла, ккал/м ² ·ч	Влажность, %	Съем клинкера $P_{клин}$, кг/м ² ·ч	Съем клинкера $P_{ср}$, кг/м ² ·ч
2,5×75	Цепи	4	30	7,08	6280	36,0	24,9	13,7
3,3/3,0/3,3×118	»	6	37	16,6	6910	36,0	20,0	14,9
3,6/3,0/3,6×125	»	7	37	18,7	6800	36,0	19,9	15,4
3,6/3,3/3,6×150	»	9	42	25,0	6700	36,0	20,8	16,5
3,65×153	Цепи, ячеиловые теплообменники	7	42	20,5	6280	36,0	22,3	18,4
4,0×150	Цепи, ячеиловые теплообменные фильтры-подогреватели	7	38	35,0	6910	36,0	21,7	20,1
4,5/5,0×135	Цепи, ячеиловые теплообменники	7	28	50,0	6280	36,0	23,4	26,2
4,5/4,0/4,5×165	Цепи	7	38	50,0	5440	36,3	22,9	23,6
4,5×170	Цепи, ячеиловые теплообменные фильтры-подогреватели	7	36	50,0	6070	36,0	21,2	22,3
5,0×185	Цепи, ячеиловые теплообменники, фильтры-подогреватели	8	37	61,0—72,0	5860—6910	36,0	20,0—23,5	23,3—27,4

Показатели работы шахтных печей [10], [11]

Показатели	Обжиг цементного клинкера		Обжиг глины			Обжиг известняка и доломита		
	Существующие печи	Проектируемые печи	Циссов-чирский комбинат огнеупор-ной	Семизуевский огнеупорный завод		Никитовский доломитовый комбинат	Завод „Матиски“	
				прямо-угольные печи	круглые печи		старые печи	новые печи
Высота печи, м	10—11	12,25	12,0	11,6	11,5	10,0	11,0	12,0
Диаметр в зоне горения, м	2,5—2,55	4,1	2,6	—	2,3	2,95	1,55	3,0
Полесный объем, м ³	50—60	135,0	63,5	37,0	44,0	68,0	27,3	78,2
Производительность, т/ч	5,0—8,0	25—30	2,0	1,87	3,42	4,67	2,3	7,0
Удельный расход тепла, кдж/кг	5020—5140	4190—4900	—	2200	1780	—	6450	7330
Съем с единицы объема, кг/м ³ ·ч	100—135	185—220	31,5	50,5	78,0	68,8	84,0	89,6
Съем с единицы поперечного сечения, т/м ² ·ч	1,0—1,55	1,9—2,2	—	—	—	—	—	—
Давление дутья, мм. вод. ст.	1000—1600	3800	—	100	150	—	400	2000

Основные показатели работы шахтных печей [6]

Показатели	Тип и назначение печей				
	пересылая для обжига известня	газолаз для обжига известня	с полуавтоматическим толканием для обжига известня	для обжига цементного клинкера по способу черной брикета	Объем пералта во вращающемся состоянии (р = 110 кг/м ²)
Производительность, т/сут	До 200	До 200	До 100	До 300	До 5,8 (до 36 м ³ /сут) Природный газ
Вид топлива	Твердое, 8—10% летучих	Природный газ	Твердое, 40—45% летучих	Твердое запечатанное в сырье, 3—4% летучих	Природный газ
Отношение высоты шахты к среднему диаметру	3—3,5	2,5—3,0	2,5—3	2,5—3	10—11
Температура обжига, град	1100—1200	1100—1200	1100—1200	1400—1500	1000—1200
Аэродинамическое сопротивление, кг/м ²	4—7	3—4	3—4	3—4	5—6
Удельный съем продукта, т/м ³ ·сут	1,2—1,5	1,1—1,3	1,0—1,2	5,0—6,0	4,5
Удельный расход условного топлива, %	15—17	13—14	16—20	14—16	22—28
Унос материала, %	0,8—1,2	0,5—0,7	0,5—0,7	1—1,5	6—8
Температура уходящих газов, град	300—400	300—400	300—400	200—300	600—700

$$\text{Значения } \left(\frac{T}{100}\right)^4 = \left(\frac{273 +}{100}\right)$$

Приложение 31

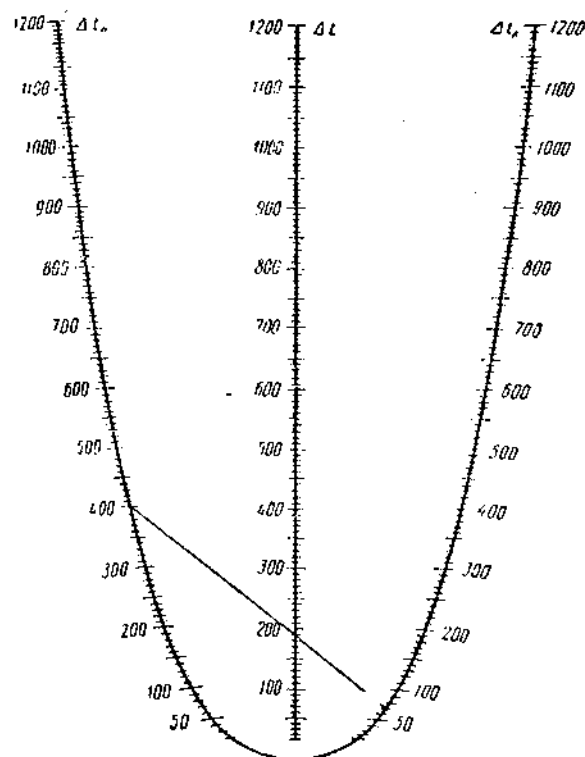


График для определения средней логарифмической разности температур

t , град	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t , град	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t , град	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t , град	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$	t , град	$\left(\frac{T}{100}\right)^4$
0	55,55	370	1709,4	740	10 530	1110	36 583	1480	94 430
10	64,15	380	1818,2	750	10 953	1120	37 653	1490	96 610
20	73,70	390	1932,2	760	11 387	1130	38 747	1500	98 840
30	84,29	400	2052	770	11 830	1140	39 862	1510	101 060
40	95,98	410	2176	780	12 295	1150	41 005	1520	103 350
50	108,84	420	2306	790	12 768	1160	42 170	1530	105 630
60	122,96	430	2443	800	13 256	1170	43 359	1540	108 040
70	138,41	440	2584	810	13 757	1180	44 574	1550	110 450
80	155,27	450	2733	820	14 272	1190	45 810	1560	112 890
90	173,64	460	2887	830	14 802	1200	47 080	1570	115 380
100	193,57	470	3048	840	15 347	1210	48 370	1580	117 900
110	215,2	480	3215	850	15 903	1220	49 690	1590	120 460
120	238,5	490	3389	860	16 479	1230	51 030	1600	123 070
130	263,8	500	3570	870	17 069	1240	52 400	1610	125 730
140	290,9	510	3759	880	17 673	1250	53 800	1620	128 410
150	320,2	520	3951	890	18 294	1260	55 230	1630	131 150
160	351,5	530	4158	900	18 933	1270	56 690	1640	133 940
170	385,1	540	4369	910	19 585	1280	58 170	1650	136 750
180	421,1	550	4588	920	20 256	1290	59 680	1660	139 610
190	459,5	560	4815	930	20 945	1300	61 220	1670	142 520
200	500,5	570	5040	940	21 650	1310	62 790	1680	145 480
210	544,3	580	5294	950	22 373	1320	64 400	1690	148 480
220	590,8	590	5547	960	23 112	1330	66 030	1700	151 540
230	640,2	600	5808	970	23 872	1340	67 690	1710	154 630
240	692,2	610	6079	980	24 649	1350	69 390	1720	157 780
250	748,2	620	6359	990	25 445	1360	71 120	1730	160 960
260	807,1	630	6649	1000	26 262	1370	72 870	1740	164 200
270	869,4	640	6948	1010	27 097	1380	74 660	1750	167 500
280	935,2	650	7258	1020	27 951	1390	76 480	1760	170 830
290	1004,4	660	7577	1030	28 824	1400	78 340	1770	174 210
300	1078,0	670	7908	1040	29 719	1410	80 230	1780	177 650
310	1155,3	680	8248	1050	30 637	1420	82 160	1790	181 140
320	1236,5	690	8600	1060	31 573	1430	84 110	1800	184 670
330	1322,1	700	8963	1070	32 533	1440	86 110	—	—
340	1412,0	710	9337	1080	33 512	1450	88 140	—	—
350	1506,5	720	9723	1090	34 515	1460	90 200	—	—
360	1605,5	730	10120	1100	35 537	1470	92 300	—	—

Характеристика сушильных барабанов, изготовленных в ГДР [44]

Параметры	Машиностроительный завод им. Э. Тельмана		Машиностроительный завод "Цемент-Латенгау"	
	Диаметр, м	Длина, м	Производительность, т/ч:	Требуемая мощность, кВт
Диаметр, м	2,6	2,8	3,0	3,2
Длина, м	18,0	19,5	21,0	30,0
Производительность, т/ч:				
твердое топливо, снижение влажности с 25 до 8%	11,7	13,5	15,5	24,0
известняк, снижение влажности с 8 до 1%	36,5	42,6	49,2	77,2
доменный гранулированный шлак, снижение влажности с 30 до 1%	8,8	10,2	11,7	19,2
сланцевый кокс, снижение влажности с 35 до 6%	11,8	15,0	18,7	30,0
Требуемая мощность, кВт	22	26	30	36
Вес, т	73	87	102	227,5

Приложение 34

Экспериментальные данные по пневматической сушке некоторых материалов [43]

Материал	Размер частиц, мм	Влажность материала абсолютная, %		Температура газов, град		Скорость движения, м/сек
		начальная	конечная	начальная	конечная	
Подмосковный уголь	0—3	45—55	2—40	500	260—340	12—31
Подмосковный уголь	3—6	45—55	2—40	500	260—340	12—31
Подмосковный уголь	6—10	45—55	2—40	500	260—340	12—31
Подмосковный уголь	0—15	40—60	27—43	200—400	100—240	17—20
Подмосковный уголь	0—20	47—51	26—34	400—600	150—190	30—44
Антрацитовый штыб	0—15	8—14	3—5	240—380	150—280	16—25
Фрезерный торф	0—10	100—140	18—37	400—700	100—320	19—33
Сульфат магния	0—8	92—97	11—25	610—720	270—350	30—42

Приложение 35

Параметры сушки песка в кипящем слое [42]

Величина зерен песка, мм	0,25—1
Влажность песка, %:	
начальная	8—12
конечная	0,1—0,2
Температура продуктов сгорания, град:	
на входе в слой песка	750—850
на выходе из слоя песка	110—120
Температура высушенного песка, град	100—105

Высота слоя песка на газораспределительной решетке, мм:

в спокойном состоянии	180—200
в псевдооживленном состоянии	350—400
Аэродинамическое сопротивление слоя песка, н/м ²	3000
Живое сечение газораспределительной решетки, %	1,3—1,5
Диаметр газораспределительной решетки, мм	300—1100
Удельная производительность установки, отнесенная к 1 м ² площади газораспределительной решетки, кг/м ² ·ч:	
по сухому песку	20 000—25 000
по количеству испаренной влаги	1200—1500
Удельный расход тепла на 1 кг испаренной влаги, кДж/кг вл.	3770—5020
Расход электроэнергии на 100 кг сухого песка, кВт·ч	0,6—0,8

Приложение 36

Параметры ускоренных режимов сушки изделий строительной керамики [42]

Показатели	Крупные облицовочные блоки		Семичисловые блоки	
	Заводской режим	Ускоренный режим	Заводской режим	Ускоренный режим
Влажность на сухую массу, %:				
начальная	18—18,5	18—18,5	18—19	18—19
конечная	3—5,5	2,8—3,2	5—6	2—4
Температура газов, град:				
на входе в сушило	48	100—110	70—75	115—120
на выходе из сушила	24	32—35	21—23	30—32
Относительная влажность сушильного агента на выходе из сушила, %	90—92	90—92	88—90	92—95
Средняя скорость газов в живом сечении туннеля, м/сек	0,55	1,9	1	2
Продолжительность сушки, ч	68	17	36	18

Приложение 37

Параметры режимов сушки канализационных труб
диаметром от 150 до 350 мм [42]

Показатели	Заводской режим		Ускоренный режим
	Кудинский завод	Шенский завод	
Влажность труб на сухую массу, %:			
начальная	15—16	14—15	15—16
конечная	1—2,5	1,5—3	1—2
Температура газов, град:			
на входе в сушило	110—120	110—120	90—120
на выходе из сушила	35—55	50—55	39—48
Относительная влажность газов на выходе из сушила, %	40—65	35—50	45—70
Срок досушки труб, ч	24	18—19	15

Приложение 38

Некоторые данные по удельному расходу тепла на сушку изделий

Тип сушки и изделий	Влажность, %		Срок сушки, ч	Расход тепла, ккал/кг вл.
	начальная	конечная		
<i>Туннельные сушила</i>				
Сушка керамических плиток на этажерках печных вагонов:				
облицовочные плитки	8,0	1,0	48	7540
плитки для полов	8,0	1,0	48	6700
Сушка плиток для полов на полочных вагонетках	8,0	1,0	12—14	5020
Сушка изделий сантехкерамики:				
унитазы	16,0	1,0	36	9420
умывальники	16,0	1,0	24	9420
Сушка керамических труб с предварительным подвигиванием	17,0	3,0	18	7120
Сушка глиняного сырья:				
дымовыми газами	18—26	8—12	18—36	5440—6280
калориферным воздухом	18—26	8—12	18—36	7950—8790
Сушка плит из минеральной ваты (многослойные)	70,0	2,0	16	4600
Сушка гипсовых блоков	35,0	6,0	28	4190
Сушка шамотных изделий:				
нормальный кирпич	17—18	5—6	18—20	4600—5020
фасонные изделия	17—18	5—6	40—80	5020—6280
Сушка dinasовых изделий:				
нормальный кирпич	6—8	1,5—2,0	4—9	8375—9210
фасонные изделия	6—8	1,5—2,0	14—18	8375—9210
Сушка хромомagneзитовых изделий	2,5—5,0	0,1—0,2	12—20	6400—6740

Продолжение прилож. 38

Тип сушки и изделия	Влажность, %		Срок сушки, ч	Расход тепла, ккал/кг вл.
	начальная	конечная		
<i>Конвейерные сушила</i>				
Сушка керамических труб диамет- ром:				
до 400 мм	17,0	3,0	24	7000
более 400 мм	17,0	3,0	36	7000
Сушка облицовочных плиток . . .	8,0	1,0	12	15 070

Приложение 39

Парциальное давление водяного пара во влажном воздухе p_0 , н/м² (при $B = 99,4$ н/м²)

t, град	φ, %						
	100	90	80	70	60	50	40
—15	165,3	148,8	132,2	115,8	99,2	82,7	66,1
—10	259,0	235,0	208,0	181,0	155,9	129,9	104,0
—5	401,3	361,2	321,1	280,9	240,8	200,7	160,5
0	610,8	549,7	488,6	427,6	366,5	305,4	244,3
5	872,7	785,5	698,2	611,0	523,7	436,4	349,1
10	1228,2	1105,4	982,7	859,9	737,1	614,3	491,5
15	1705,5	1535,1	1364,7	1194,2	1023,6	853,1	682,5
20	2338,7	2105,0	1771,3	1637,6	1403,8	1169,9	936,0
25	3168,4	2851,9	2535,3	2218,7	1902,0	1585,1	1268,3
30	4244,4	3820,6	3396,6	2972,5	2548,3	2123,9	1699,4
35	5225,0	5063,5	4501,8	3939,7	3377,7	2815,2	2252,6
40	7378,8	6642,5	5905,9	5168,9	4431,6	3693,8	2955,8
45	9557,3	8631,0	7673,4	6716,9	5759,0	4800,5	3841,5
50	12338,0	11108,0	9877,3	8645,6	7413,1	6179,7	4945,5
55	15743,1	14174,6	12604,9	11033,8	9461,6	7887,9	6312,9
60	19923,1	17939,6	15954,2	13966,8	11977,4	9986,1	7992,8
65	25013,5	22525,1	20033,8	17539,8	15042,9	12542,9	10040,1
70	31167,4	28069,5	24067,0	21860,9	18750,4	15635,0	12517,1
75	38559,0	34729,9	30894,4	27053,8	23206,7	19353,6	15494,9
80	47362,0	42665,2	37958,2	33243,3	28520,3	23788,4	19047,7
85	57830,0	52099,0	46357,4	40604,4	34839,5	29062,3	23273,5
90	70122,0	63184,4	56229,6	49258,6	42271,1	35267,3	28246,9
95	84560,0	76208,3	67832,2	59433,9	51010,5	42566,7	34099,7
99,4	90356,0	89549,7	79718,0	69857,1	59966,7	50045,8	40095,5
100	99356,0	89560,2	79729,4	69872,1	59984,5	50065,4	40114,5

Приложение 40

Удельный объем влажного воздуха на 1 кг сух. воз.
(σ м³/кг при $B = 99,4$ мм.рт.ст.)

t, град	φ , %							
	100	90	80	70	60	50	40	30
-15	0,747	0,747	0,747	0,747	0,747	0,746	0,746	0,746
-10	0,762	0,762	0,762	0,762	0,762	0,761	0,761	0,761
-5	0,778	0,778	0,777	0,777	0,777	0,776	0,776	0,776
0	0,794	0,794	0,793	0,793	0,792	0,792	0,791	0,791
5	0,811	0,810	0,809	0,809	0,808	0,807	0,806	0,806
10	0,828	0,827	0,826	0,825	0,824	0,823	0,822	0,821
15	0,847	0,846	0,844	0,843	0,841	0,840	0,838	0,837
20	0,867	0,865	0,863	0,861	0,859	0,857	0,855	0,853
30	0,915	0,911	0,907	0,903	0,899	0,895	0,891	0,887
40	0,977	0,970	0,962	0,954	0,947	0,940	0,933	0,925
50	1,07	1,05	1,04	1,02	1,01	0,996	0,983	0,970
60	1,20	1,17	1,15	1,12	1,09	1,07	1,05	1,02
70	1,44	1,38	1,32	1,27	1,22	1,17	1,13	1,09
80	1,95	1,79	1,65	1,53	1,43	1,34	1,26	1,19
90	3,57	2,88	2,42	2,08	1,83	1,63	1,47	1,33
100	—	10,9	5,45	3,63	2,72	2,17	1,81	1,55
120	—	11,5	5,73	3,82	2,86	2,28	1,90	1,63
140	—	12,0	6,01	4,01	3,00	2,40	2,00	1,71
160	—	12,6	6,30	4,19	3,14	2,51	2,09	1,79
180	—	13,2	6,58	4,38	3,29	2,63	2,19	1,87
200	—	13,7	6,86	4,57	3,43	2,74	2,28	1,96

Приложение 41

Бином расширения газов ($1 + \beta t$) и плотность воздуха ρ_t

t, град	$1 + \beta t$	ρ_t , кг/м ³	t, град	$1 + \beta t$	ρ_t , кг/м ³
0	1	1,293	800	3,93	0,328
50	1,18	1,095	850	4,11	0,314
100	1,37	0,946	900	4,30	0,300
150	1,55	0,840	950	4,48	0,288
200	1,73	0,746	1000	4,66	0,276
250	1,92	0,671	1050	4,85	0,266
300	2,10	0,615	—	—	—
350	2,28	0,566	—	—	—
400	2,46	0,524	1100	5,03	0,256
450	2,65	0,486	1150	5,21	0,247
500	2,83	0,458	1200	5,40	0,239
550	3,01	0,428	1250	5,58	0,231
600	3,20	0,403	1300	5,76	0,224
650	3,38	0,382	1350	5,95	0,217
700	3,56	0,363	1400	6,13	0,210
750	3,75	0,344	1450	6,31	0,204

Продолжение прилож. 41

t, град	$1 + \beta t$	ρ_t , кг/м ³	t, град	$1 + \beta t$	ρ_t , кг/м ³
1500	6,50	0,199	1800	7,59	0,170
1550	6,68	0,193	1850	7,78	0,166
1600	6,86	0,188	1900	7,96	0,162
1650	7,04	0,183	1950	8,14	0,158
1700	7,22	0,178	2000	8,33	0,154
1750	7,41	0,174	2050	8,51	0,151

Приложение 42

Значения $\sigma^2/2$

v, м/сек	$\frac{v^2}{2}$	v, м/сек	$\frac{v^2}{2}$	v, м/сек	$\frac{v^2}{2}$	v, м/сек	$\frac{v^2}{2}$
0,1	0,005	2,1	2,205	4,1	8,405	6,1	18,605
0,2	0,02	2,2	2,42	4,2	8,82	6,2	19,22
0,3	0,045	2,3	2,645	4,3	9,245	6,3	19,845
0,4	0,08	2,4	2,88	4,4	9,68	6,4	20,48
0,5	0,125	2,5	3,125	4,5	10,125	6,5	21,125
0,6	0,18	2,6	3,38	4,6	10,58	6,6	21,78
0,7	0,245	2,7	3,645	4,7	11,045	6,7	22,445
0,8	0,32	2,8	3,92	4,8	11,52	6,8	23,12
0,9	0,405	2,9	4,205	4,9	12,005	6,9	23,805
1,0	0,5	3,0	4,5	5,0	12,5	7,0	24,5
1,1	0,605	3,1	4,805	5,1	13,005	7,1	25,205
1,2	0,72	3,2	5,12	5,2	13,52	7,2	25,92
1,3	0,845	3,3	5,445	5,3	14,045	7,3	26,645
1,4	0,98	3,4	5,78	5,4	14,58	7,4	27,38
1,5	1,125	3,5	6,125	5,5	15,125	7,5	28,125
1,6	1,28	3,6	6,48	5,6	15,68	7,6	28,88
1,7	1,445	3,7	6,845	5,7	16,245	7,7	29,645
1,8	1,62	3,8	7,22	5,8	16,82	7,8	30,42
1,9	1,805	3,9	7,605	5,9	17,405	7,9	31,205
2,0	2,0	4,0	8,0	6,0	18,0	8,0	32,0

Приложение 43

Коэффициенты кинематической вязкости газов $\nu \cdot 10^4$, м²/сек

Газ	Температура, град							
	0	100	200	300	400	500	600	700
O ₂	1,34	2,39	3,34	4,90	6,40	8,04	9,80	11,72
N ₂	1,33	2,24	3,37	4,64	6,16	7,75	9,22	10,97
H ₂	9,37	15,8	23,5	32,6	42,6	53,7	65,5	79,7
Воздух	1,33	2,32	3,5	4,82	6,48	7,93	9,68	11,49
CO	1,33	2,26	3,3	4,67	6,15	7,77	9,28	11,54
CO ₂	0,68	1,26	1,97	2,79	3,72	4,74	5,84	7

Продолжение прилож. 43

Газ	Температура, град							
	0	100	200	300	400	500	600	700
H ₂ O	1,02	2,05	3,48	5,27	7,46	10	12,93	16,2
SO ₂	0,41	0,77	1,24	1,78	2,41	3,1	3,86	4,68
C ₂ H ₄	1,44	2,54	3,89	5,42	7,15	8,94	11	13,15
C ₂ H ₆	0,64	1,17	1,84	2,61	3,48	4,44	5,48	6,59
C ₃ H ₈	0,35	0,64	1,00	1,42	1,89	2,41	2,98	3,58
C ₂ H ₂	0,53	0,96	1,48	2,11	2,8	3,57	4,4	5,3

Продолжение прилож. 43

Газ	Температура, град							
	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500
O ₂	13,71	15,80	18,00	20,30	22,7	25,2	27,8	29,8
N ₂	12,84	14,80	16,85	18,97	21,20	23,5	25,8	28,3
H ₂	93,1	105,8	124,3	138	155	—	—	—
Воздух	13,48	15,47	17,68	19,9	22,3	24,7	27,3	30
CO	13,58	15,8	18,15	20,6	23	—	—	—
CO ₂	8,24	9,58	10,92	12,39	13,9	15,45	17,1	18,8
H ₂ O	19,7	23,6	27,7	32,3	37,2	42,1	47	52
SO ₂	5,57	6,5	7,49	8,53	9,61	—	—	—
C ₂ H ₄	15,5	17,87	20,43	23,2	26,1	—	—	—
C ₂ H ₆	7,78	9,04	10,4	11,75	13,2	—	—	—
C ₃ H ₈	4,27	4,91	5,63	6,39	7,17	—	—	—
C ₂ H ₂	6,24	7,24	8,3	9,9	10,57	—	—	—

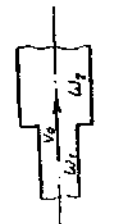
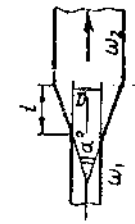
Приложение 44

Коэффициенты динамической вязкости газов $\mu \cdot 10^6$, н·сек/м²

t, град	Воздух	Азот	Кислород	Водяной пар	Двуокись углерода	Водород	Окись углерода	Метан
0	17,16	16,67	19,32	8,13	13,53	8,33	—	—
100	21,96	20,49	24,60	12,06	18,24	10,29	16,57	10,29
200	26,08	24,32	29,12	16,18	22,45	12,06	20,69	13,33
300	29,71	27,65	33,34	20,20	26,28	13,82	24,51	16,08
400	34,03	31,28	37,07	24,32	29,81	15,39	27,85	18,53
500	36,28	34,22	40,60	28,34	32,04	16,86	30,18	20,79
600	39,12	36,28	43,90	32,46	36,08	18,24	34,32	22,65
700	41,77	38,36	46,93	36,58	38,85	19,90	37,26	24,61
800	44,32	40,95	49,81	40,60	41,48	21,08	40,40	26,47
900	47,58	43,11	52,46	44,52	44,03	21,86	43,15	28,24
1000	49,03	46,11	55,11	48,54	46,28	23,73	45,80	29,81
1100	51,19	47,17	57,66	52,56	48,64	25,49	48,64	31,38
1200	54,54	49,13	60,11	56,56	50,70	27,26	51,39	30,95
1300	57,50	50,99	62,37	—	52,95	—	54,13	34,52
1400	57,66	52,76	64,62	—	54,91	—	—	—
1500	59,62	55,52	65,51	—	57,07	—	—	—

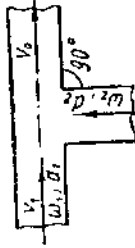
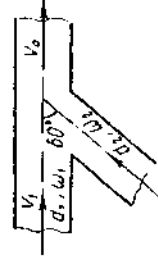
Приложение 45

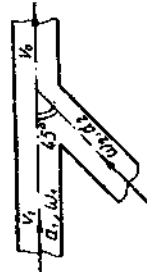
Коэффициенты местных сопротивлений каналов и трубопроводов [34]

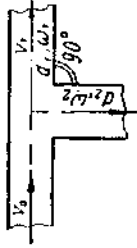
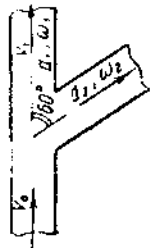
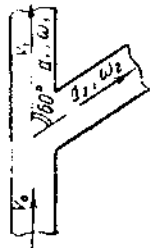
Вид сопротивления	Схема движения	Значение коэффициента ζ				Труба квадратная $\zeta_{кр} \text{ при } \frac{w_2}{w_1}$	Труба прямо-угольная $\zeta_{пр} = K_{кр}$
		$\frac{w_1}{w_2}$	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9
Внезапное расширение		$\zeta = \left(1 - \frac{w_1}{w_2}\right)^2$	0,81	0,49	0,25	0,09	0,01
		$\zeta_{кр} \text{ при } \frac{w_2}{w_1}$	1,25	2,0	4,0	10	20
		α°	10	20	30	40	60
		Значения K при α°	10	20	30	40	60
Плавное расширение		$\frac{w_2}{w_1}$	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9
		$\zeta_{кр} \text{ при } \frac{w_2}{w_1}$	1,25	2,0	4,0	10	20
		α°	10	20	30	40	60
		Значения K при α°	10	20	30	40	60
Внезапное сужение		$\frac{w_2}{w_1}$	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9
		$\zeta = 0,5 \left(1 - \frac{w_2}{w_1}\right)$	0,47	0,38	0,30	0,20	0,09
		$\zeta_{кр} \text{ при } \frac{w_2}{w_1}$	1,25	2,0	4,0	10	20
		α°	10	20	30	40	60

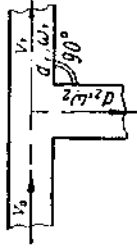
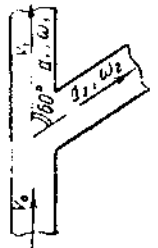
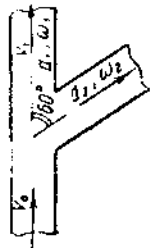
Вид сопротивления	Схема движения	Значение коэффициента ζ								
Плавное сужение		$\zeta = \zeta_1 \left(1 - \frac{w_2}{w_1}\right) + \zeta_{1p}$								
		Значение ζ_1 при α°	Значение ζ_{1p} при $\frac{w_1}{w_2}$							
		l/d	0°	20°	40°	α°	1,5	2,0	3,0	4,0
		$\frac{0,1}{\geq 0,6}$	0,5	0,33	0,21	2	0,10	0,13	0,15	0,16
Резкий поворот в прямоугольном канале		α°	30	45	60	90	90	90	90	
		h/b	1	1	1	1	1	0,25	4,0	
Поворот с изменением сечения $h \neq b$		ζ	0,23	0,48	0,76	1,5	1,61	1,17		
		$\frac{w_2}{w_1}$	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	2,0	
		ζ	2,21	1,76	1,5	1,33	1,23	1,17	1,09	

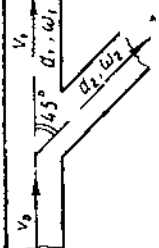
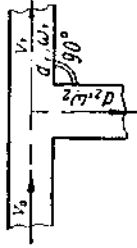
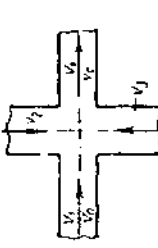
Вид сопротивления	Схема движения	Значение коэффициента					
Поворот под углом 90° со срезаемой внутренней кромкой		a/d	0,1	0,2	0,3	0,5	
		ζ	1,27	1,03	0,92	0,58	
Колена круглого сечения (поворот на 90°)		a/d	0	1	2	3	4
		ζ	1,3	0,39	0,29	0,32	0,31
Тройник разного сечения		Разделение потоков $\zeta = 1,0$ Слияние потоков $\zeta = 1,5$					

Вид сопротивления	Схема движения	Значение коэффициента ζ
Собирающий тройник (слияние потоков)		$\frac{d_2}{d_1}$ $\frac{v_2}{v_1}$
		0,6 0,8 1,0 1,2 1,4 1,6
		Прямое направление
		0,35 0,7 0,6 0,4 0,3 0,2 0,1 0,58 0,7 0,9 1,1 1,3 1,45 1,7 1,00 0,7 1,0 1,4 1,8 2,5 2,75
Слияние потоков в тройниках под углом 60°		Боковое направление
		0,35 -3,8 -1,9 -0,6 0 0,36 0,6 0,58 -1,6 0 0 0,3 0,45 0,6 1,00 -0,15 0,6 1,2 1,3 1,3 1,3
		$\frac{d_2}{d_1}$ $\frac{v_2}{v_1}$
		0,6 0,8 1,0 1,2 1,4 1,6

Вид сопротивления	Схема движения	Значение коэффициента ζ
Слияние потоков в тройниках под углом 45°		Прямое направление
		0,35 0,115 0,120 0,126 0,118 0,096 0,07 0,58 0,29 0,34 0,375 0,40 0,43 0,45 1,00 0,80 1,00 1,16 1,34 1,50 1,62
		Боковое направление
		0,35 -0,65 0 0,40 0,55 0,60 0,74 0,58 -0,75 0 0,36 0,50 0,60 0,64 1,0 0,60 1,0 1,14 1,14 1,10 1,10
		$\frac{d_2}{d_1}$ $\frac{v_2}{v_1}$
		0,6 0,8 1,0 1,2 1,4 1,6
		Прямое направление
		0,35 0,15 0,17 0,15 0,13 0,08 0,03 0,58 0,18 0,08 0,02 -0,08 -0,15 -0,26 1,00 0,51 0,65 0,72 0,58 0,35 0,20
		Боковое направление
		0,35 -0,64 0,19 0,50 0,35 0,70 0,74 0,58 -1,60 -0,50 0,16 0,20 0,22 0,37 1,00 -0,35 0,15 0,40 0,50 0,56 0,58

Раздающий тройник (разделение потоков)		$\frac{d_2}{d_1}$ $\frac{v_2}{v_1}$					
		Прямое направление					
		0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
Разделение потока в тройнике под углом 60°		0,35	0	0	0	0	0
		0,58	0	0	0	0	0
		1,00	-0,16	-0,1	0	0,12	0,54
		Боковое направление					
		0,35	3,2	1,9	1,65	1,40	1,25
		0,58	4,0	2,5	2,15	1,60	1,45
Разделение потока в тройнике под углом 60°		1,00	6,2	4,5	3,6	3,45	2,8
		Боковое направление					
		0,35	3,2	1,9	1,65	1,40	1,25
		0,58	4,0	2,5	2,15	1,60	1,45
		1,00	6,2	4,5	3,6	3,45	2,8
		Боковое направление					

Раздающий тройник (разделение потоков)		$\frac{d_2}{d_1}$ $\frac{v_2}{v_1}$					
		Прямое направление					
		0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
Разделение потока в тройнике под углом 60°		0,35	0	0	0	0	0
		0,58	-0,05	-0,05	-0,03	-0,02	0
		1,00	-0,08	0	0,07	0,20	0,36
		Боковое направление					
		0,35	3,2	1,9	1,3	1,0	0,9
		0,58	3,0	1,9	1,3	1,0	0,85
Разделение потока в тройнике под углом 60°		1,00	5,0	3,1	2,4	1,9	1,5
		Боковое направление					
		0,35	3,2	1,9	1,3	1,0	0,9
		0,58	3,0	1,9	1,3	1,0	0,85
		1,00	5,0	3,1	2,4	1,9	1,5
		Боковое направление					

Вид сопротивления	Схема движения	Значение коэффициента ζ					
Разделение потока в тройнике под углом 45°		$\frac{d_2}{d_1}$ $\frac{v_2}{v_1}$					
		Прямое направление					
		0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6
		0,35	-0,03	-0,04	-0,04	-0,05	-0,05
		0,58	-0,06	-0,08	-0,08	-0,08	-0,07
		1,00	+0,11	+0,06	-0,04	+0,15	+0,48
Встреча двух струй под углом 180° и поворот на 90°		Боковое направление					
		0,35	1,44	0,57	0,13	0,09	0,14
		0,58	1,80	0,82	0,18	0,13	0,28
		1,00	3,60	2,20	1,60	1,20	0,90
		Боковое направление					
		0,35	1,44	0,57	0,13	0,09	0,14
Крестовина (слияние потоков)		При $v_1 = v_2 = v_0$ $\zeta \approx 3,0$					
		$\frac{V_n}{V_c}$	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9
		$\frac{V_n}{V_c}$	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9
		$\frac{V_n}{V_c}$	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9
		$\frac{V_n}{V_c}$	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9
		$\frac{V_n}{V_c}$	0,1	0,3	0,5	0,7	0,9

Нитка (углубление) в канале

$$\xi = 0,1-1,0$$

С увеличением h/d коэффициент ξ возрастает

Z-образное колено с углами 90°

$$\xi_{кр} = \xi_{ки}$$

Задвижка в прямой угловой трубе

Дроссельная заслонка

Острая диафрагма

Выход потока из трубы в атмосферу

При ламинарном потоке для круглых труб $\xi = 2,0$.

При турбулентном потоке для длинных труб $\xi = 1,06$, для коротких $\xi = 1,13$.

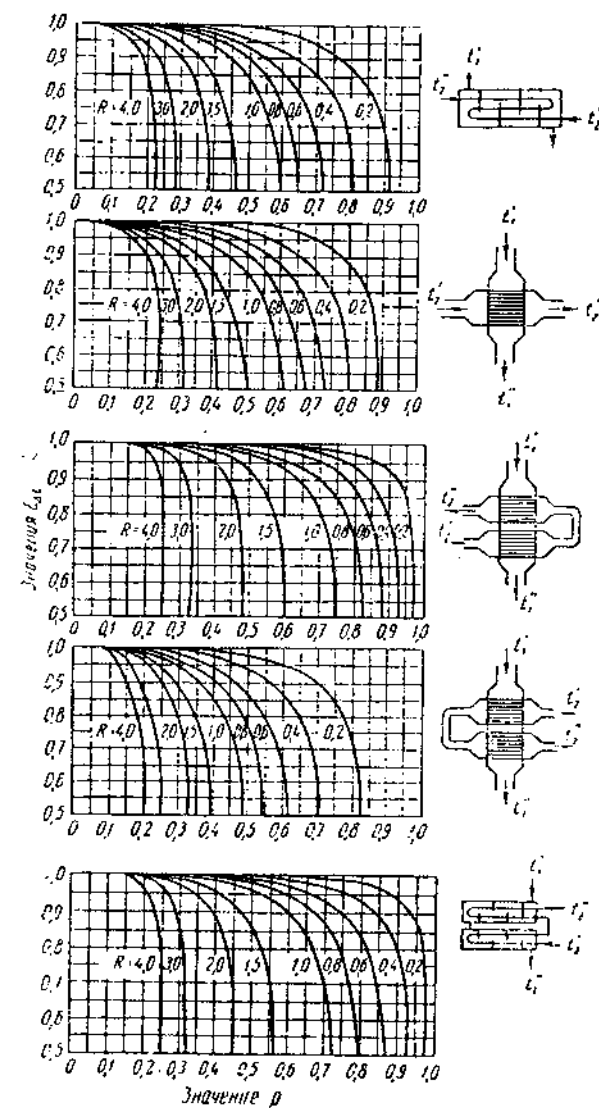
Для плоской трубы с неравномерным распределением скоростей $\xi = 3,67$.

Характеристика вентиляторов и дымососов с односторонним всасыванием [10]

Тип	Производительность, м³/ч	Полное давление, кПа	Скорость вращения, об/мин	Мощность электродвигателя, кВт
В/1-12	17 500	960	485	5,2
	27 500	2180	730	17,5
	35 000	3795	970	41,0
Д-12	17 500	600	485	45,0
	27 500	1350	730	54,0
	35 000	2370	970	101,0
ВД-13,5	25 000	1200	485	12,5
	37 500	2730	730	42,7
	50 000	4825	970	100,0
Д-13,5	25 000	755	485	7,8
	37 500	1720	730	26,6
ВД-15,5	45 000	2305	585	42,5
	55 000	3570	730	82,0
	73 000	6305	970	193,0
Д-15,5	45 000	1500	585	26,3
	55 000	2225	730	51,0
	66 500	3940	970	120,0
ВД-18	65 000	3100	585	94,0
	90 000	3990	730	182,0
Д-18	65 000	1920	585	58,3
	90 000	3020	730	113,0
ВД-20	100 000	3875	585	160,0
	125 000	5980	730	310,0
Д-20	100 000	2400	585	100,0
	125 000	3730	730	192,0

Характеристика дымососов с двусторонним всасыванием газов [10]

Тип	Производительность, м³/ч	Полное давление, кПа	Скорость вращения, об/мин	Мощность электродвигателя, кВт
Д-13,5/2	50 000	765	485	19
	59 000	1080	580	32
	75 000	1730	730	64
	100 000	3040	970	153
Д-15,5/2	113 000	2275	730	126
Д-18/2	140 000	1960	580	135
	176 000	3090	730	270
Д-20/2	192 000	2400	580	245
	242 000	3825	730	390
Д-300/400	206 000	1840	485	190
	246 000	2650	580	325
	310 000	4170	730	645



Поправочный коэффициент ϵ_2 при сложной схеме теплообмена:

$$\epsilon_2 = \frac{t_2 - t_2'}{t_1 - t_1'} ; R = \frac{t_1' - t_1}{t_2 - t_2'}$$

Приложение 49

Формулы для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией по данным исследования ВНИИМТ [40] для регенеративных насадок

$$\alpha_k = A \frac{\lambda}{d_n} Re^n \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

где λ — коэффициент теплопроводности продуктов горения или воздуха, $\text{вт/м} \cdot \text{град}$;

d_n — приведенный (гидравлический) диаметр ячейки, м;

Re — критерий Рейнольдса,

$$Re = \frac{v_i d_n}{\nu_i};$$

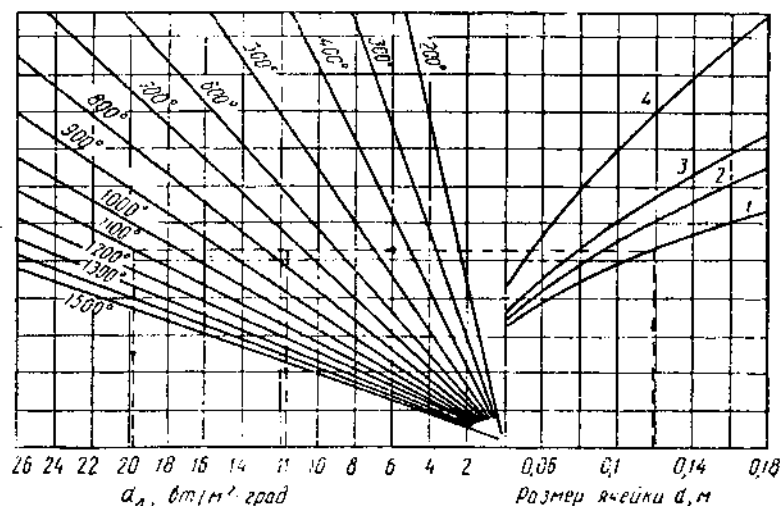
v_i — действительная скорость газов, м/сек;

ν_i — коэффициент кинематической вязкости, $\text{м}^2/\text{сек}$.

Значение коэффициентов A и n

Тип насадки	Размер ячейки, мм	Размер кирпича, мм	Приведенный диаметр d_n , м	A	n
Насадка Сименса сплошными каналами	165×165	230×115×65	0,0824	0,2	0,61
То же	120×120	230×115×65	0,0824	0,193	0,62
То же	50×50	230×115×65	0,0824	0,045	0,78
Брусковая	120×120	230×65×65	0,065	0,081	0,74

Температура нагрева $t_{гг}$



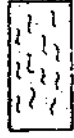
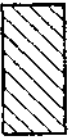
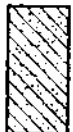
Приложение 50. График для определения коэффициента теплопередачи излучением в регенеративных насадках:

продукты горения: 1 — газута; 2 — смешанного коксодоменичного газа, 3 — генераторного газа; 4 — коксового газа

Приложение 51. Рекомендуемые условия обозначения материалов при проектировании печей и суши

Материал	Штриховка	Цвет линии
Магнезит		Светло-коричневый
Хромомагнезит		Фиолетовый
Магнезитохромит		Фиолетовый для линии
Динас		Светло-желтый
Высокоглиноземистый кирпич		Темно-коричневый
Муллит		Синий
Тальк		Коричневый с черными
Асбест, алуид		
Карборунд		
Шамот кл. А		Темно-желтый

Продолжение прилож. 51

Материалы	Штриховка	Цвет линий	Материалы	Штриховка	Цвет линий
Шанот кл. Б		Темно-желтый две линии	Шлаковал пата		—
Шамотный легковес		Желтый с черными точками	Красный кирпич		Красный
Теплоизоляционный кирпич		Зеленый	Бутовая кладка		—
Теплоизоляционная засыпка		—	Бетон		—

Продолжение прилож. 51

Материалы	Штриховка	Цвет линий	Материалы	Штриховка	Цвет линий
Железобетон		Синий две линии	Сталь и другие металлы		—
Земля у контуров		—	Металлы в сечении до 2,5 мм		—
Чугун		—	Жидкость		Голубой

ЛИТЕРАТУРА

1. Гинзбург Д. Б. [и др.]. Печи и сушилка силикатной промышленности. Под ред. П. П. Будникова. Промстройиздат, 1963.
2. Гинзбург Д. Б. [и др.]. Теплотехнические расчеты установок силикатной промышленности. Под ред. Д. Б. Гинзбурга и В. Н. Зымина. Промстройиздат, 1951.
3. Доброхотов Н. Н. Основы конструирования печей. Сборник «Теплотехника производства стекла». Изд-во АН УССР, 1954.
4. Назаров И. С. Основные принципы проектирования пламенных печей. Сборник статей «Металлургические печи». Изд-во Сибирского металлургического института. МВО СССР, 1958.
5. Нохратян К. А. Сушка и обжиг в промышленности строительной керамики. Госстройиздат, 1962.
6. Вознесенский А. А. Тепловые установки в производстве строительных материалов и изделий. Госстройиздат, 1964.
7. Ходоров Е. И. Современная технология производства цементного клинкера. Госстройиздат, 1960.
8. Ходоров Е. И. Печи цементной промышленности. Ч. I и II. Промстройиздат, 1951.
9. Китайцев В. А., Гурвич Р. М., Корольков И. В. Теплотехника и тепловые установки в промышленности строительных материалов. Промстройиздат, 1951.
10. Воробьев Х. С., Мазуров Д. Я. Теплотехнические расчеты цементных печей и аппаратов. «Высшая школа», 1962.
11. Мамыкин П. С., Левченко П. В., Стрелов К. К. Печи и сушилка огнеупорных заводов. Металлургиздат, 1963.
12. Кузяк В. А. и Сухов А. А. Теплотехнические расчеты в производстве стекла. Гизлегпром, 1940.
13. Брусиловский Г. В. Производство извести. Госхимиздат, 1954.
14. Гинзбург Д. Б. Стекловаренные печи. Гизлегпром, 1948.
15. Берман С. С. Рекуперативные печи стеклобойной промышленности. Гизлегпром, 1938.
16. Будрин Д. В. [и др.]. Металлургические печи. Под ред. М. А. Глинкова. Металлургиздат, 1951.
17. Будрин Д. В. [и др.]. Металлургические печи. Под ред. М. А. Глинкова. Т. I. Металлургиздат, 1963.
18. Мурзаков В. В. Теоретические основы рационального сжигания газа в металлургических печах. Металлургиздат, 1953.
19. Личневский В. П. Топливо и его сжигание. Металлургиздат, 1959.
20. Личневский В. П. Натривательные печи. Под ред. М. А. Павлова. Металлургиздат, 1948.
21. Полубояринов Д. Н., Балкевич В. Л. Справочник по производству строительной керамики. Т. II, Госстройиздат, 1961.
22. Справочник теплотехника предприятий черной металлургии. Под ред. Тихомирова. Т. I. Металлургиздат, 1953.
23. Гройс С. Г. Расчет температуры горения. Изд. УГН, Свердловск, 1960.
24. Кнорре Г. Ф. Топочные процессы. Госэнергоиздат, 1959.
25. Лебедев П. Д., Шуккин А. А. Промышленная теплотехника. Госэнергоиздат, 1956.
26. Китаев Б. И., Ярошенко Ю. Г., Сучков В. Д. Теплообмен в шахтных печах. Металлургиздат, 1957.
27. Вукалович М. П., Кириллин В. А., Тимофеев В. Н. [и др.]. Термодинамические свойства газов. ГосНТИ машиностроительной и судостроительной литературы, 1953.
28. Лурье М. Ю. Сушильное дело. Госэнергоиздат УССР, 1948.
29. Нохратян К. А. Искусственная сушка в керамической промышленности. Ч. I и II. ОНТИ НКТП, 1938.
30. Шемаханов М. М. Сушка и сушки на обогатительных и углеобогащательных фабриках. Углетехиздат, 1952.
31. Шумилин А. А. Сушка огнеупоров. Металлургиздат, 1952.
32. Рохваргер Е. Л. Совмещенный помол и сушка глины в шахтной мельнице. Госстройиздат, 1958.
33. Ворошилов А. П. Барабанный сушильный агрегат. Гостехиздат, 1949.
34. Идельчик И. Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. Госэнергоиздат, 1960.
35. Карабин А. И. Сжигание жидкого топлива в промышленных установках. Металлургиздат, 1957.
36. Арсеев А. В. Сжигание газов. Металлургиздат, 1952.
37. Тебеняков В. П. Рекуператоры для промышленных печей. Металлургиздат, 1955.
38. Соломин Н. В. Огнеупоры для стекловаренных печей. Промстройиздат, 1953.
39. Дешко Ю. И., Креймер М. Б., Огаркова Т. А. Наладка и теплотехнические испытания вращающихся печей на цементных заводах. Госстройиздат, 1962.
40. Ващенко А. И., Глинков М. А., Китаев Б. И., Тайц Н. Ю. Металлургические печи. Под ред. М. А. Глинкова. Ч. II. Металлургиздат, 1964.
41. Минаев А. Н., Шипилин Б. И. Литейные печи и сушилка. Машгиз, 1959.
42. Баренбойм А. М. [и др.]. Тепловые расчеты печей и сушилок силикатной промышленности. Стройиздат, 1964.
43. Лебедев П. Д. Расчет и проектирование сушильных установок. Госэнергоиздат, 1963.
44. Воробьев Х. С., Мазуров Д. Я., Соколов А. А. Теплотехнологические процессы и аппараты силикатных производств. «Высшая школа», 1965.
45. Вознесенский А. А. Повышение эффективности установок промышленной теплотехники. «Энергия», 1965.
46. Боганов А. И. Вращающиеся печи цементной промышленности. Под ред. П. В. Левченко и Е. А. Долганова «Машиностроение», 1965.

СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Предисловие	3
Глава I. Основы проектирования и расчеты печей и сушил	5
§ 1. Совершенствование конструкции печей	5
§ 2. Общие требования, предъявляемые к печам	8
§ 3. Методы и техника расчетов печей и сушил	12
§ 4. Содержание и объем курсового и дипломного проектов	13
§ 5. Подготовка к проектированию и предварительные расчеты	15
Глава II. Расчеты горения топлива	18
§ 1. Выбор топлива	18
§ 2. Пересчеты состава топлива	20
§ 3. Теплота сгорания топлива	22
§ 4. Расход воздуха на горение	24
§ 5. Объем продуктов горения	27
§ 6. Температура горения	30
§ 7. Примеры расчета горения топлива	37
Глава III. Расчеты теплообмена в печах	49
§ 1. Теплоотдача газов и кладки на поверхности материала	52
§ 2. Теплопередача через стенку	60
§ 3. Расчет прогрева печных стен	65
§ 4. Расчет теплообмена в слое материала	78
§ 5. Тепловые режимы печей	85
§ 6. Расчет продолжительности обжига изделий	90
Глава IV. Производительность и размеры печей	93
§ 1. Удельная производительность	93
§ 2. Камерные печи	95
§ 3. Туннельные печи	98
§ 4. Вращающиеся печи	108
§ 5. Шахтные печи	117
§ 6. Стекловаренные печи	124

	Стр.
Глава V. Тепловые балансы печей	139
§ 1. Приход тепла	142
§ 2. Расход тепла	143
§ 3. Приближенное определение расхода топлива	166
§ 4. Пример расчета теплового баланса печи	170
Глава VI. Расчеты топливосжигающих и теплообменных устройств	176
§ 1. Расчет топок, горелок и форсунок	176
§ 2. Расчет рекуператоров	185
§ 3. Расчет регенераторов	192
Глава VII. Конструктивные размеры стен и сводов печей. Расчет металлической обвязки	198
Глава VIII. Тепловые расчеты сушил	205
§ 1. Выбор конструкции сушил	205
§ 2. Выбор параметров сушильного агента	215
§ 3. Продолжительность сушки	217
§ 4. Производительность сушил	224
§ 5. Основы расчета процесса сушки	235
§ 6. Пример теплового расчета барабанного сушила	254
§ 7. Пример теплового расчета пневмосушила	260
§ 8. Пример теплового расчета туннельного сушила	268
Глава IX. Аэродинамические расчеты	274
§ 1. Основы механики газов и расчет напоров	274
§ 2. Методы расчета аэродинамических сопротивлений	278
§ 3. Частные формулы для расчета сопротивлений	284
§ 4. Пример расчета аэродинамических сопротивлений	290
§ 5. Расчет дымовых труб. Подбор вентиляторов и дымоходов	294
§ 6. Расчет эжектора	306
Литература	364