

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕЧЕЙ
хлебопекарного и кондитерского производств

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕЧЕЙ

хлебо-
пекарного
и кондитерского
производств

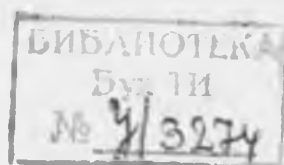
[А. А. МИХЕЛЕВ], [Н. М. ИЦКОВИЧ],
М. Н. СИГАЛ, А. В. ВОЛОДАРСКИЙ

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕЧЕЙ

хлебо-
пекарного
и кондитерского
производств

Издание 3-е, переработанное
и дополненное

Допущено Министерством высшего
и среднего специального
образования СССР в качестве учебника
для студентов вузов, обучающихся
по специальности «Машины и аппараты
пищевых производств»



МОСКВА
«ПИЩЕВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
1979

36.81

P24

УДК 664.655.041.001.24(075)

- P24 Расчет и проектирование печей хлебопекарного
и кондитерского производств. А. А. Михелев,
Н. М. Ицкович, М. Н. Сигал, А. В. Володарский. —
М.: Пищевая пром-сть, 1979. —
В пер. 1 р. 10 к.**

В книге изложены основы теплопередачи и теории переноса энергии и влаги в процессе выпечки хлеба и мучных кондитерских изделий. Описываются техника сжигания топлива и механика движения газов в печах.

Приводятся примеры расчетов печей.

Книга предназначена в качестве учебника для технических специальностей высших учебных заведений пищевой промышленности.

36.81

Р 31702—003
044(01)—79 3—79 2903000000

6П8

Рецензент: Кафедра процессов и аппаратов пищевых производств Всесоюзного заочного института пищевой промышленности

ПРЕДИСЛОВИЕ

В системе подготовки в высших учебных заведениях пищевой промышленности инженеров-механиков и технологов хлебопекарного и кондитерского производств особое место занимает курс «Расчет и проектирование хлебопекарных и кондитерских печей». Он дает будущим инженерам представление о наиболее сложном и в то же время наиболее ответственном за качество готовой продукции оборудовании — промышленных печных агрегатах.

Своеобразие и сложность печных агрегатов по сравнению с другими видами оборудования объясняется особенностью протекающих в них многочисленных вспомогательных (но необходимых) процессов: сгорания и теплообмена в топочном устройстве печи (в печах, обогреваемых продуктами сгорания), теплообмена в нагревательных каналах и в рабочей камере, гигротермических процессов в зонах увлажнения хлебопекарных печей, аэродинамических процессов в системе обогрева, тепло- и массопереноса в тестовых заготовках в процессе выпечки. Кроме того, работа печи включает в себя работу таких устройств, как конвейеры, устройств подачи топлива и пара, системы автоматизации, различного рода приводов (электродвигателей) и пр.

Таким образом, для будущего инженера, который будет заниматься расчетами и проектированием печей хлебопекарного и кондитерского производств, необходимы основательные знания целого ряда смежных процессов: теплопередачи, аэродинамики, тепло- и массообмена и др.

Разнообразие и сложность протекающих в печах процессов в свою очередь определяют подчас достаточно сложные конструктивные решения, к которым приходится прибегать при создании тех устройств печи, в которых эти процессы протекают. К таким устройствам относятся: топочное и горелочное устройства, система обогрева, рабочая камера и зона гигротермической обработки тестовых заготовок, различного рода механические устройства (конвейер, приводы), система автоматики. (Здесь следует указать, что в печах хлебопекарного и кондитерского производств с электрическим обогревом рабочей камеры, в которых отсутствуют топочное устройство и сложная система нагревательных и транспортирующих газовых каналов, появляется не менее сложная система электрических нагревательных элементов.) Приводимые в учебнике типовые решения этих устройств могут быть использованы в учебном процессе и в процессе проектирования печей.

Достаточная сложность тепловых расчетов промышленных печей, с одной стороны, и широкое распространение в настоящее время быстродействующих ЭВМ с большим объемом памяти и широкими вычислительными возможностями — с другой, создали предпосылки для разработки алгоритма тепловых расчетов многозонных промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств. Насколько нам известно, впервые алгоритм и тепловые расчеты таких печей (марки ПХК и РЗ-ХПУ с различной площадью пода), многозонных тоннельных печей с рециркуляцией продуктов сгорания с помощью ЭВМ были разработаны и произведены в Отраслевой научно-исследовательской лаборатории по хлебопекарным и кондитерским печам Киевского технологического института пищевой промышленности. Разработка алгоритма теплового расчета печи явилась принципиально новым этапом в практике расчетов печей, так как позволила резко сократить труд вычислителей (до этого расчеты печей производились с помощью логарифмической линейки либо простейших цифровых вычислительных средств) и, кроме того, при этом появились широкие возможности быстрых сравнительных тепловых расчетов, что позволяет выбрать наиболее подходящий вариант конструкции печи.

Со времени второго издания учебника «Расчет и проектирование печей хлебопекарного и кондитерского производств» прошло более 10 лет. За это время в печной технике и в науке о печах произошли важные изменения. С одной стороны, появилось значительное количество новых типов печных агрегатов как отечественных, так и зарубежных, с другой — углубилось и расширилось представление о процессах, протекающих в печах.

В третьем издании учебника значительно переработан весь материал, приведенный в предыдущих изданиях, и включены новые главы, содержащие сведения, отражающие развитие теории и практики создания новых печей хлебопекарного и кондитерского производств.

В настоящем учебнике главы I, II, VI, VII (кроме § 1) написаны А. А. Михелевым; главы V и VIII — Н. М. Ицковичем; главы III, IV — М. Н. Сигалом; главы IX, X и § 1 гл. VII — А. В. Володарским; предисловие, введение, вводный текст ко всем главам и приложение — М. Н. Сигалом и А. В. Володарским.

ВВЕДЕНИЕ

В процессе работы в печах протекает сложный комплекс разнообразных процессов, имеющих свои особые закономерности, поэтому развитие науки о печах тесно связано с развитием ряда самостоятельных отраслей знаний.

В развитии печной техники хлебопекарных и кондитерских производств можно выделить три этапа.

На первом этапе печной парк состоял в основном из печей со стационарным подом, с ручной загрузкой и выгрузкой готовых изделий. В большинстве случаев печи обогревались продуктами сгорания твердого топлива. Рабочая камера была тупикового типа.

Следующим этапом в развитии печной техники было создание конвейерных хлебопекарных печей, в которых тестовые заготовки в процессе выпечки перемещались на конвейере внутри рабочей камеры. Появилась возможность механизировать как укладку тестовых заготовок на под печи, так и выгрузку готовой продукции. При эксплуатации таких печей значительно улучшились условия труда.

В последние годы были созданы металлические (на первых двух этапах печные агрегаты выполняли в основном в кирпичной обмуровке) печи с изолированной засыпной изоляцией (минеральная вата) рабочей камерой.

Внедрение печей такого типа позволяет решить вопрос перехода предприятий на двух- и даже односменную работу: в силу малой тепловой инерции (небольшая теплоемкость изоляционного слоя) печи сравнительно быстро могут быть выведены на необходимый тепловой режим. При этом нет необходимости достаточно долго поддерживать печь в горячем резерве, когда в рабочей камере ее выдерживаются параметры, необходимые для нормального протекания процесса выпечки, что может быть связано с большим перерасходом топлива.

Современные печные агрегаты имеют в основном тоннельную рабочую камеру, что позволяет полностью автоматизировать процесс стабилизации температуры в различных зонах. Тоннельные печи легко устанавливаются в комплексномеханизированные и автоматизированные поточные линии.

Что касается способов обогрева рабочих камер современных промышленных печей, то они могут обогреваться либо продуктами сгорания газообразного и жидкого топлива, либо электронагревателями различных конструкций. Твердое топливо в настоящее

время не применяется. Большое внимание уделяется внедрению в хлебопекарную и кондитерскую промышленность печей с электрообогревом, в том числе с такими видами обогрева, как инфракрасный и высокочастотный.

Закономерности теплообменных и технологических процессов выпечки основаны на разработанной А. С. Гинзбургом теории переноса тепла и влаги в этом процессе. Эта теория базируется на современном учении о тепло- и массообмене, созданном А. В. Лыковым и его школой, а также на учении П. А. Ребиндера и С. М. Липатова и характере связи влаги с материалом.

Теория процесса выпечки нашла свое отражение в инженерных расчетах промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств, впервые опубликованных в работах Ф. Г. Шумаева, И. И. Маклюкова, Н. И. Краснопевцева, В. О. Фогеля, В. В. Нащокина и др.

Технологические требования к этим процессам базируются на результатах исследований Л. Я. Ауэрмана, А. В. Думанского, А. Г. Кульмана, И. М. Ройтера и др.

Одними из главных процессов, протекающих в печах, являются процессы теплообмена. Это обуславливает необходимость изучения основ теплопередачи для выполнения тепловых расчетов и проектирования промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств. При этом в печах имеют место все три вида теплообмена: свободная и вынужденная конвекция, теплопроводность и тепловое излучение.

Большой вклад в развитие учения о теплообмене внесла советская школа теплотехников во главе с М. В. Кирпичевым, А. А. Гухманом и М. А. Михеевым, которым принадлежит приоритет в области разработки и практики моделирования тепловых устройств, основанных на теории подобия. Ими разработаны оригинальные методы исследования теплообменных процессов с использованием моделирования и теории подобия, предложены новые методы расчета теплопередачи и определения тепловых свойств материалов.

Изучение конвективного теплообмена неразрывно связано с изучением процессов движения воздуха и газов. Еще в 1742 г. М. В. Ломоносовым в работе «О вольном движении воздуха во рудниках примеченном» впервые были сформулированы принципы работы печей с естественным движением газов.

В 1838 г. появились труды французского ученого Пекле о работе и конструкции заводских печей.

Изучением законов движения газов в печах занимался русский ученый В. Е. Грум-Гржимайло. Он обобщил опыт и представления о движении газов в печах, указав, что движение это в основном подчиняется тем же законам, что и движение капельной жидкости.

Большую роль в развитии аэродинамики сыграли труды Н. Е. Жуковского и С. А. Чаплыгина.

В различных устройствах печного агрегата имеет место как свободное, так и вынужденное движение газов и воздуха. При этом следует учитывать, что при движении газов в печах в условиях

теплообмена имеют место неизоэнтропичность потока и неравномерное поле давлений и скоростей по сечению каналов. В этом случае сложные траектории вынужденных газовых потоков в большой степени усложняют общий характер потока, что не позволяет полностью использовать основные положения гидравлики. В связи с этим при аэродинамических расчетах и проектировании промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств следует учитывать целый ряд присущих этим печам характерных особенностей.

Очень своеобразными являются аэродинамические расчеты промышленных печей с рециркуляцией продуктов сгорания. Печи такого типа, особенно печи с тоннельной рабочей камерой, в настоящее время применяются повсеместно.

Благодаря широкому распространению в последние 10—15 лет печи с рециркуляцией продуктов сгорания находятся в центре внимания большого числа исследователей как в СССР, так и за рубежом. Таким печам посвящается много публикаций. Темой исследований являются различные аспекты работы печей, начиная от термодинамического усовершенствования и кончая анализом особенностей тепловых и гиротермических процессов, протекающих в рабочей камере тоннельного типа. В результате этих исследований определены экономичный диапазон работы печей, оптимальные параметры среды рабочей камеры, целесообразные конструктивные решения отдельных устройств и узлов, которые могут быть использованы при проектировании печных агрегатов рассматриваемых типов.

При расчетах рециркуляционных печей следует учитывать, что в процессе их работы нужно устойчиво поддерживать, с одной стороны, постоянное разрежение на выходе из топки, обеспечивающее удаление из нее продуктов сгорания, с другой — избыточное давление перед дымовой трубой, что позволяет удалять из печи уходящие дымовые газы. Это обстоятельство накладывает дополнительную ответственность на точность выполнения в этом случае аэродинамических расчетов.

Для выполнения аэродинамических, а также тепловых расчетов промышленных печей с рециркуляцией продуктов сгорания необходимо знать одну важную характеристику таких печей, так называемую кратность рециркуляции. Существуют различные определения этой величины (подробнее об этом см. § I гл. VII), однако в конечном счете все они представляют собой то или иное соотношение объемов рециркулирующих газов и продуктов сгорания топлива, вновь поступающих в систему обогрева. Зная величину кратности рециркуляции, можно установить объем греющих газов, перемещаемых в системе обогрева печи, и таким образом производить ее аэродинамические расчеты.

Изучение процессов теплопроводности имеет важное значение для расчетов и проектирования печей хлебопекарного и кондитерского производств. Передача тепла путем теплопроводности имеет место в различных элементах конструкций печей и, кроме того,

теплопроводность — основной вид передачи тепла в толще тестовой заготовки в процессе выпечки.

Расчеты интенсивности переноса тепла при теплопроводности базируются на гипотезе Фурье, который показал, что тепловой поток в твердом теле является линейной функцией градиента температуры. В соответствии со вторым началом термодинамики направление теплового потока противоположно направлению возрастания температурного градиента. Коэффициент теплопроводности материала является коэффициентом пропорциональности в уравнении Фурье. Гипотеза Фурье оказалась чрезвычайно плодотворной и на многие десятилетия определила направление развития аналитической теории теплопроводности. Основное свое значение она не утратит, видимо, и в будущем.

Гипотеза Фурье позволяет получить два чрезвычайно важных для теории печей дифференциальных уравнения: параболического типа, описывающего процессы нестационарного переноса в тестовых заготовках, а также элементах конструкций печей периодического действия; и уравнение эллиптического типа Лапласа, решение которого представляет собой стационарное температурное поле в таких, например, элементах конструкций, как различного рода металлические устройства, изоляционный слой рабочей камеры, обмуровка топочного устройства и некоторые другие. При этом в процессе проектирования печей появляется возможность рассчитывать длительность процесса выпечки того или иного сорта изделий, количество тепла, передаваемого от более нагретых к менее нагретым внутренним элементам конструкции, а также важную составляющую теплового баланса печи — потери тепла в окружающую среду ограждениями печи.

Применительно к процессам, происходящим в печах хлебопечного и кондитерского производств, при решении дифференциальных уравнений теплопроводности приходится использовать специфические, характерные для рассматриваемых случаев крайние условия. Во многих случаях они сильно усложняют решение дифференциальных уравнений. Часто задача усложняется еще и тем, что математическое описание реальных процессов требует использования не одного уравнения, а системы дифференциальных уравнений; во многих случаях теплофизические свойства материалов столь быстро меняются при разогреве, что предположение о постоянстве констант, входящих в уравнения, уже далеко от действительности.

В связи с необходимостью для анализа процессов, происходящих в печах, использовать все более точные аналитические результаты изучение тепло- и массопереноса применительно к промышленным печам постоянно находится в центре внимания исследователей. В этой связи следует указать на все большее распространение методов теории аналитических функций при решении уравнения Лапласа (задач стационарной теплопроводности). Такие решения позволяют, в частности, определить уровень снижения температурного потенциала теплоносителя в результате

нежелательного (но неизбежного) теплообмена между нагретыми до различной температуры внутренними поверхностями конструктивных элементов печи, отделенными один от другого слоями изоляционного материала. Важность определения снижения температурного потенциала теплоносителя обусловлена тем, что оно связано с компенсирующими это снижение дополнительными затратами (увеличением расхода топлива, размеров греющих рабочих поверхностей и др.).

Существенная роль в теплообменных процессах в печах хлебопекарного и кондитерского производств принадлежит тепловому излучению. Особенно весома его роль в условиях теплообмена при высоких температурах.

Основные законы теплового излучения были сформулированы Стефаном, Больцманом, Планком, Вином, Ламбертом, Кирхгофом. Важные работы по тепловому излучению продуктов горения принадлежат Шаку, Эккерт, Шмидту, Хотеллу и др. Значительны заслуги в области развития теории излучения также советских ученых Г. Л. Поляка, А. М. Гурвича, А. С. Невского и др.

Большое значение имеет тепловое излучение в процессе теплообмена в топочном устройстве печи, где теоретическая температура горения при сжигании высококалорийного топлива с небольшими коэффициентами избытка воздуха достигает 2000 К. Важно также тепловое излучение в процессах теплообмена в нагревательных каналах печи и в рабочей камере, а также теплоотдаче наружными ограждениями (обшивкой) печи в окружающую среду.

Между излучением твердых поверхностей и излучением газовых объемов имеется существенное различие. Излучение и поглощение твердыми поверхностями (металлическими и кирпичными) носит явно выраженный поверхностный характер, т. е. происходит практически полностью на излучающей поверхности. В отличие от этого излучение и поглощение газов в топке и каналах печи, а также паровоздушной среды в рабочей камере является объемным, так как интенсивности излучения и поглощения газов увеличиваются при увеличении толщины газовых объемов. Это следует учитывать при тепловых расчетах и конструировании теплоотдающих устройств печей хлебопекарного и кондитерского производств. В частности, при определении температуры свода (излучающей стенки) канала и подборе материала свода следует учитывать, что температура его возрастает с увеличением толщины газового объема, излучающего на свод, а также в рабочую камеру (либо на рабочую стенку канала) промышленной печи.

При проектировании топочных устройств следует тщательно производить расчеты интенсивности излучения факела на стенки топки. Уточнение методов расчета интенсивности излучения факела важно для проведения тепловых расчетов топочных устройств, так как это позволяет более обоснованно выбрать конфигурацию и размеры топки, а также огнеупорные материалы ее ограждений.

Результатом уточнения расчетов интенсивности теплообмена того или иного вида явилось в конечном счете уточнение самой

методики тепловых расчетов промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств. Так что в настоящее время инженер-конструктор располагает совершенной методикой теплового расчета, по сути говоря, практически любого типа промышленной печи.

Уравнения теплового баланса и теплопередачи представляют собой основу для тепловых расчетов промышленных печей. Собственно говоря, как тепловые расчеты печи в целом, как и отдельных устройств печного агрегата заключаются в том, что с тем или иным приближением добиваются сходимости уравнений теплового баланса и теплопередачи. При этом количество тепла, переданного (воспринятого) в отдельном устройстве или во всей печи, рассчитанное по уравнению теплового баланса, должно совпадать с количеством тепла, фактически передаваемым, рассчитанным на основании уравнения теплопередачи.

Уточнение методик составления теплового баланса хлебопекарных и кондитерских печей производится в двух направлениях. С одной стороны, уточняется методика вычисления отдельных составляющих теплового баланса печей, с другой — вводится принципиально новая методика составления теплового баланса печи, основанная на использовании второго начала термодинамики. Суть этой методики состоит в том, что если при обычном традиционном методе составления теплового баланса печи учитываются абсолютные значения количества тепла, идущего на покрытие тепловых потерь, то в методах, использующих второе начало термодинамики, учитывается не только абсолютное значение тепла, но и его температурный уровень. При этом производится корректировка отдельных составляющих теплового баланса: тепловые потери, которые имеют место на высоком температурном уровне, оказываются более весомыми, чем те, которые происходят при низкой температуре. Кроме того, появляются новые составляющие потерь, которые происходят при смешении газовых потоков с различной температурой и при необратимом теплообмене в печи.

Это направление составления теплового баланса промышленных печей является в настоящее время весьма перспективным и находится в центре внимания исследователей. Такие балансы помогают более полно и объективно оценить значение отдельных составляющих тепловых потерь, наметить пути их сокращения и тем самым повысить экономичность работы печей. Тепловые балансы с использованием второго начала термодинамики впервые были составлены в Отраслевой научно-исследовательской лаборатории по хлебопекарным и кондитерским печам КТИППа.

Перспективным следует признать создание специализированных печей с рациональными схемами обогрева, позволяющими глубоко охладить уходящие дымовые газы. Рациональное конструирование и эксплуатация таких печей могут привести к значительной экономии тепла и топлива, снижению металлоемкости и одновременно позволят обеспечить выработку высококачественных изделий.

Глава I. ОСНОВЫ ТЕОРИИ И РАСЧЕТОВ ПЕРЕНОСА ЭНЕРГИИ И ВЛАГИ В ПРОЦЕССЕ ВЫПЕЧКИ ХЛЕБА И МУЧНЫХ КОНДИТЕРСКИХ ИЗДЕЛИЙ

В процессе выпечки хлеба и мучных кондитерских изделий под воздействием тепла в рабочей камере печи тестовая заготовка претерпевает ряд сложных изменений, в результате которых она превращается в готовый продукт. Основными процессами, происходящими в тестовых заготовках при выпечке, являются процессы переноса энергии и влаги. С этой точки зрения изучение основ общей теории и расчетов переноса энергии и вещества в капиллярнопористых телах, в частности в тесте — хлебе,* — необходимое условие для проектирования и производства тепловых расчетов печей.

Используя результаты общей теории тепломассопереноса в данном конкретном случае (т. е. применительно к процессу выпечки), можно выявить важные закономерности изучаемых процессов. В частности, при этом появляется возможность установить кинетические закономерности, т. е. изменение во времени в процессе выпечки таких теплофизических параметров теста — хлеба, как влажность, объем (геометрические размеры), температура и некоторые другие, а также выявить кинетику теплопоглощения тестовыми заготовками.

Все это позволяет решать так называемую внутреннюю задачу теплообмена в печи — теплопроводность в тестовой заготовке. Располагая решением такой задачи, можно производить выбор параметров (температура, относительная влажность, интенсивность теплоподвода вдоль греющих поверхностей), тепловые расчеты и проектировать рабочие камеры промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств.

Процесс сорбции пара тестовыми заготовками, имеющий место на начальных участках пекарных камер — зонах пароувлажнения, является одним из наиболее сложных и ответственных процессов. От характера его протекания во многом зависят внешний вид и вкусовые свойства готовой продукции. В то же время расход тепла на производство пара, потребляемого в печи, часто соизмерим с расходом тепла, потребляемого непосредственно на выпечку. Вот почему при наличии четких представлений о механизме процессов, происходящих в зоне увлажнения, можно, с одной стороны, проектировать и рассчитывать зоны увлажнения оптимальной, с точки зрения интенсификации процесса сорбции, конструкции, с другой — сократить расход пара, используемого в печи для увлажнения.

* Тестом — хлебом называют тестовые заготовки в процессе выпечки хлеба, булочных и мучных кондитерских изделий.

Одной из наиболее трудно поддающейся расчету величиной является длительность выпечки. Поэтому теоретическое обоснование и примеры необходимы для выполнения расчетов при проектировании печей хлебопекарного и кондитерского производств.

1. ПРОЦЕССЫ, ПРОИСХОДЯЩИЕ В ТЕСТЕ — ХЛЕБЕ ПРИ ВЫПЕЧКЕ

Выпечка — процесс теплообмена с изменением агрегатного и коллоидного состояния материала — типичный случай нестационарного теплового процесса, сопровождающегося перемещением и испарением влаги.

Под воздействием тепла и влаги в тесте, являющемся по строению и химическому составу высокогидратированным коллоидным материалом, одновременно протекают тесно связанные между собой физические, биохимические, химические, микробиологические и коллоидные процессы. Некоторые из них (биохимические) в начальной стадии выпечки усиливаются, затем по мере прогрева выпекаемых изделий замедляются, в дальнейшем прекращаясь совсем. Коллоидные процессы, непрерывно развиваясь в процессе выпечки, идут глубоко, обуславливая появление ряда свойств, характерных для готового хлеба.

Физические процессы. В начале выпечки дрожжи и другие виды бродильной микрофлоры выделяют дополнительное количество диоксида углерода. Увеличению объема выпекаемого куска теста значительно способствует расширение пузырьков воздуха и CO_2 , находящихся в тесте. При нагревании отдельных слоев теста — хлеба до 79°C спирт переходит в парообразное состояние и расширяется при дальнейшем нагреве. Все эти физические явления приводят к увеличению давления в тесте и его объема.

Биохимические процессы. Крахмал в тесте — хлебе при выпечке не только частично клейстеризуется, но и под влиянием амилотических ферментов в значительной степени гидролизуется с образованием декстринов и мальтозы. При этом крахмал, частично клейстеризованный при выпечке, гидролизуется во много раз легче.

Полная инактивация β -амилазы в пшеничном тесте наступает при $82\text{--}84^\circ\text{C}$. α -Амилаза сохраняет определенную активность до $97\text{--}98^\circ\text{C}$, т. е. ее активность сохраняется в готовом хлебе.

При выпечке теста из ржаной муки, кислотность которой в 2—3 раза выше кислотности пшеничной муки, инактивация амилаз происходит при более низких температурах. Так, при выпечке хлеба из ржаной обойной муки β -амилаза полностью инактивируется при температуре около 60°C , а α -амилаза — при 71°C . Гидролиз крахмала продолжается и после инактивации амилаз вследствие кислотного гидролиза крахмала.

Поверхностные слои теста, из которых образуется корка, прогреваются быстро, поэтому ферменты там инактивируются. Окрасивание корки указывает на то, что некоторые составные части теста подверглись химическим превращениям. Окраска обусловле-

на образованием красящих и ароматических веществ в результате карамелизации сахаров с продуктами протеолиза белков. Это приводит к образованию темноокрашенных меланоидинов. Они являются ценными вкусовыми веществами, придающими хлебным изделиям специфический вкус и аромат.

Микробиологические процессы. При прогревании теста до 35—40°С усиливается жизнедеятельность дрожжевых клеток и кислотообразующих бактерий. При нагреве до температуры, превышающей 45°С, газообразование, вызываемое жизнедеятельностью дрожжей, резко снижается. При прогревании теста до 60°С жизнедеятельность бродильной микрофлоры практически прекращается.

Коллоидные процессы. При выпечке коллоидные процессы обуславливают образование мякиша хлеба.

Клейковина теста имеет максимум набухаемости примерно при 28—30°С. Дальнейшее повышение температуры приводит к снижению набухаемости. При 60—70°С белковые вещества теста денатурируются и свертываются, освобождая при этом воду, поглощенную при набухании.

При повышении температуры до 50—60°С крахмал муки интенсивно набухает. В пределах этих же температур начинается клейстеризация крахмала. Она происходит с явно выраженным эндотермическим эффектом, который объясняется затратой тепла на разрушение внутренней структуры крахмала. При этом повышается осмотическое давление внутри частиц крахмала, они интенсивно поглощают воду и полностью разрушаются.

Процессы клейстеризации крахмала и коагуляции белков обуславливают при выпечке переход теста в мякиш хлеба.

Консистенция теста с повышением температуры заметно ослабевает, достигая минимума при температуре около 57°С. Дальнейшее повышение температуры до 60—70°С приводит к сгущению теста. Однако прогрев теста до 70°С еще не обеспечивает образования мякиша нормального качества. Такой мякиш недостаточно упруг, так как клейстеризация крахмала при ограниченном количестве влаги в тесте — хлебе продолжается при нагревании почти до 100°С. В связи с этим при выпечке необходимо выдерживать хлеб в печи до достижения температуры в центре мякиша порядка 96—98°С.

Денатурирующиеся белки фиксируют структуру, характерную для хлеба, создавая прочный каркас мякиша, при этом влажность остывшего хлеба (спустя 3—4 ч) близка к влажности теста перед его посадкой в печь.

2. ФОРМЫ СВЯЗИ ВЛАГИ С МАТЕРИАЛОМ И ФИЗИКО-МЕХАНИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА ТЕСТА — ХЛЕБА

Все формы связи влаги в коллоидных капиллярнопористых материалах по предложению П. А. Ребиндера принято делить на три группы: химическая; физико-химическая и физико-механическая.

Химическая связь влаги здесь не рассматривается, так как при выпечке этот вид связи не нарушается. Химически связанная вода может быть удалена только при прокаливании или при химическом взаимодействии.

Физико-химическая связь подразделяется на адсорбционную и на осмотическую структурную. Основную роль при выпечке тестовых заготовок играет адсорбционно связанная влага. При адсорбционной связи жидкость удерживается молекулярными силами на внешней и внутренней поверхностях мицелл коллоидного тела, а также при помощи водородных связей в виде монослоя у поверхности мицеллы и полислоев. При осмотической и структурной связи влага, находящаяся в замкнутых ячейках, поглощена осмотически сложно построенной мицеллой, а также захвачена при формировании геля (застудневание).

Для удаления адсорбционной влаги, прочно связанной с телом, требуется энергия на превращение ее в пар; после этого начинается перемещение пара к наружной поверхности тела. Осмотически удержанная влага диффундирует внутри тела в виде жидкости через стенки клеток вследствие разности концентрации внутри и вне клеток.

Адсорбционно связанной жидкостью следует считать не только жидкость, адсорбированную на внешней поверхности коллоидных частиц, мицелл, но и жидкость, адсорбированную на внутренних поверхностях мицелл. Следовательно, возможна как интрамицеллярно, так и интермицеллярно связанная жидкость, причем адсорбция этих типов сопровождается выделением тепла.

При выпечке выход хлеба не должен обуславливаться большим количеством свободной воды в хлебе и должно соблюдаться определенное соотношение между связанной и свободной водой.

Переход воды из одного состояния в другое наглядно иллюстрируется следующим примером. Из сырого протертого картофеля при сжатии течет вода. Если этот же картофель сварить в воде, то в нем воды будет больше, чем в сыром, но вода из протертого картофеля не потечет, так как значительная часть ее оказалась связанной. Необходимо так организовать процесс выпечки, чтобы связанной воды в хлебе стало больше. Такой хлеб будет приятным на вкус.

Физико-механическая связь влаги подразделяется на два вида: влагу макрокапилляров, радиус которых больше 10^{-5} мм (вода заполняет сквозные макрокапилляры только при непосредственном соприкосновении); влагу микрокапилляров, заполняющую поры, радиус которых меньше 10^{-5} мм (жидкость заполняет поры не только при соприкосновении, но и при сорбции из влажного воздуха).

На связь влаги с материалом решающее влияние оказывают дисперсность материала и величина (радиус) капилляров. Чем меньше радиус капилляров, тем ниже давление пара над мениском жидкости и тем больше энергии необходимо затратить на удаление воды из капилляров. Последнее имеет существенное значе-

ние при подготовке теста для хлеба с мелкой равномерной пористостью.

По коллоидно-физическим свойствам А. В. Лыков делит все твердые влажные материалы на три группы: капиллярнопористые (песок, древесный уголь и пр.), коллоидные (мучное тесто, желатин и др.) и капиллярнопористые коллоидные тела (хлеб, торф, древесина, кожа, зерно и др.).

По классификации П. А. Ребиндера тесто может быть отнесено к группе структурированных дисперсных систем, обладающих способностью к образованию внутреннего каркаса.

Тесто имеет пеннообразную структуру и обладает специфическими физико-механическими свойствами. От момента замеса теста до выпечки хлеба в результате различных процессов, протекающих в тесте — хлебе, его свойства непрерывно изменяются.

В структуре теста важная роль принадлежит нерастворимым в воде белкам клейковины, что обусловлено их высокой гидратационной способностью, а также формой макромолекул. Волокна гидратированного белка образуют пространственную решетку, заполненную отдельными частицами гидратированного крахмала, клетчаткой и другими нерастворимыми в воде высокомолекулярными соединениями. Упруго-вязкие свойства белкового каркаса, а также заполнителя определяют упруго-вязкие свойства общей структуры теста. Частицы теста разделены между собой тонкими прослойками воды, через которые действуют силы молекулярного притяжения, определяющие его прочность. Прослойки воды играют также роль смазочных слоев, определяющих относительную подвижность отдельных элементов структуры, т. е. пластичность даже при малых напряжениях сдвига. Добавки, вводимые в тесто, изменяют его прочность и структуру.

3. ХАРАКТЕР ПРОТЕКАНИЯ ПРОЦЕССА ВЫПЕЧКИ

Тесто — хлеб в процессе выпечки подвергается воздействию окружающего влажного воздуха и тепловых потоков от генераторов тепла.

В противоположность сушке при выпечке влажный материал (тесто — хлеб) нагревается без удаления влаги из основной массы материала, происходит только частичное удаление влаги из поверхностных слоев. Корка обезвоживается не только вследствие испарения влаги и удаления ее в окружающую среду, но также благодаря перемещению влаги внутрь. Поэтому влажность основной массы материала (тесто — мякиш) несколько увеличивается (на 1—3%). Такое состояние влажного материала обусловлено значительной разностью температур внутри теста — хлеба в процессе выпечки. Характер протекания процесса выпечки определяется основными законами миграции (перемещения) влаги в коллоидных капиллярнопористых телах при значительном температурном градиенте.

Обычно, чтобы выяснить характер протекания процесса выпечки во времени, строят так называемые кривые выпечки и температурные кривые. Кривая выпечки — это графическая зависимость влагосодержания материала от времени. На рис. I—1 приведена типичная кривая выпечки хлеба в камере без дополнительного увлажнения среды. По оси ординат отложено влагосодержание W (в % к сухому веществу всего образца), а по оси абсцисс — длительность выпечки.

Из рис. I—1 видно, что вначале влагосодержание уменьшается по криволинейному закону; затем, начиная с критической

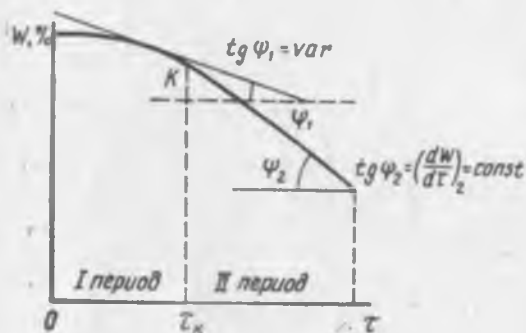


Рис. I—1. Изменение скорости влагоотдачи при выпечке в камере без увлажнения среды

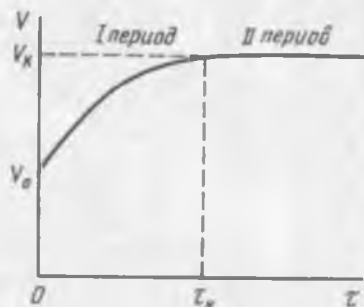


Рис. I—2. Изменение объема хлеба при выпечке

точки K , оно снижается по прямой линии. Поэтому весь процесс выпечки можно разделить на два периода: с переменной скоростью влагоудаления и с постоянной скоростью влагоудаления.

Скорость влагоудаления — это количество удаляемой влаги в процентах в единицу времени. Математически это обозначается как изменение влагосодержания за бесконечно малый промежуток времени: $dW/d\tau$.

Скорость влагоудаления в процессе выпечки равна тангенсу угла наклона касательной к кривой выпечки (рис. I—1) и является величиной переменной для первого периода.

Разделение процесса выпечки на два периода подтверждается также характером изменения объема образца при выпечке.

Если отложить по оси ординат объем образца V , а по оси абсцисс — время (рис. I—2), то в первый период объем изделия увеличивается от V_0 до V_k , а во второй — остается постоянным. Поэтому первый период выпечки можно назвать периодом переменного объема, а второй — периодом постоянного объема. Эксперименты показали, что в конце второго периода объем изделия несколько уменьшается. Это может свидетельствовать о наличии третьего периода выпечки (рис. I—3).

На рис. I—3 приведены зависимости изменения размеров и объема теста — хлеба (подового) во времени, полученные с по-

мощью специального прибора, записывающего изменение высоты теста — хлеба в процессе выпечки на ленте самопишущего потенциометра. Диаметр теста — хлеба в первом периоде выпечки уменьшается, затем стабилизируется. К концу выпечки у некоторых изделий происходит небольшое уменьшение высоты и объема.

На рис. 1—4, а по оси ординат отложена толщина корки ξ , по оси абсцисс — время. Как видно из графика, в начале процесса

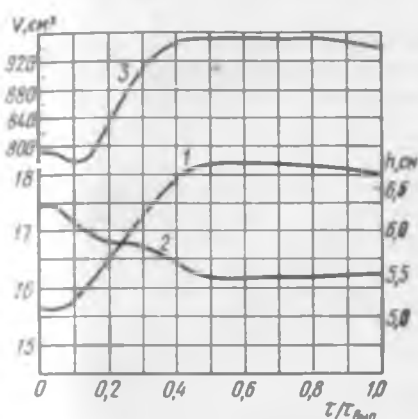


Рис. 1—3. Изменение высоты h (1), диаметра d (2) и объема V (3) подового теста — хлеба при выпечке

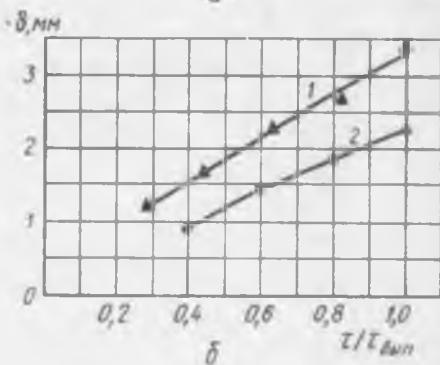
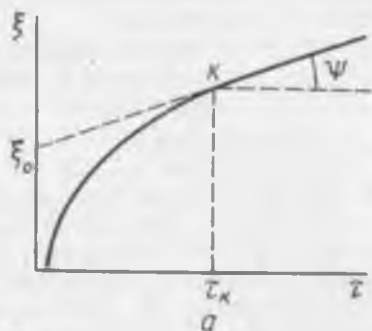


Рис. 1—4. Схема образования корки (а) и изменение толщины корки δ при выпечке паланицы из муки I сорта в печи БН-50 (б):

1 и 2 — нижняя и верхняя корки

выпечки вплоть до критической точки K толщина корки увеличивается по параболической кривой, которую можно описать уравнением

$$\xi = b_1 \sqrt{\tau}. \quad (1-1)$$

где b_1 — коэффициент, характеризующий скорость углубления поверхности испарения.

В этот период корка образуется в результате обезвоживания путем перемещения влаги внутрь теста. Начиная от критической точки до конца процесса выпечки, толщина корки увеличивается по линейному закону, т. е.

$$\xi = \xi_0 + b_2 \tau, \quad (1-2)$$

где ξ_0 — отрезок, отсекаемый прямой на оси ординат;

b_2 — постоянная скорости углубления поверхности испарения во второй период выпечки.

в формуле (1—2) b_2 — постоянный коэффициент, равный тангенсу угла ψ наклона прямой к оси абсцисс.

Линейная зависимость между толщиной корки во времени во второй период показывает, что вся влага из корки удаляется только в окружающую среду путем испарения. Температурные кривые подтверждают описываемый характер протекания процесса выпечки.

На рис. 1—4, б приведены кривые изменения толщины корки при выпечке паланицы.

На рис. 1—5 приведены две типичные кривые, показывающие зависимость температуры в некоторых точках поверхностного и центрального слоев изделия от продолжительности выпечки:

$$t_{п.с} = f_1(\tau), \quad t_{ц.с} = f_2(\tau).$$

Из рис. 1—5 видно, что температура поверхностного слоя быстро повышается от начальной температуры t_0 до температуры $t_{исп}$ (температура зоны испарения равна примерно 100°C). Затем это повышение происходит значительно медленнее. При температуре $t_{исп}$ кривая $t_{п.с}$ имеет небольшой гори-

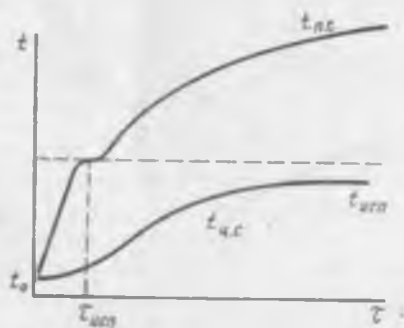


Рис. 1—5. Изменение температуры поверхности и центральных слоев теста — хлеба при выпечке

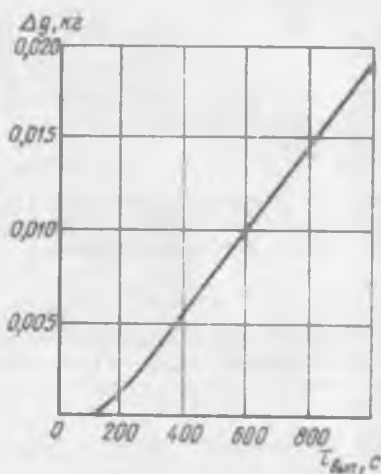


Рис. 1—6. Кинетика влагоотдачи при выпечке хлеба в лабораторной печи

зонтальный участок, который фиксирует прохождение зоны испарения через данный слой в момент времени $\tau_{исп}$. Если иметь несколько температурных кривых для различных глубин (координат), то, фиксируя аналогичные горизонтальные участки во времени, можно построить график углубления зоны испарения с течением времени. Во второй период этот график будет совпадать с графиком увеличения толщины корки с течением времени (см. рис. 1—4, а). В первый период выпечки такого совпадения не будет, поскольку часть влаги из корки перемещается внутрь.

На рис. 1—5 также видно, что в начале процесса в центральном слое температура повышается медленно, затем ее рост ускоряется и после этого снова замедляется; кривая асимптотически приближается к температуре испарения $t_{\text{исп}}$. Первая точка перегиба характеризует изменение кривой в интервале 40—60° С. Вторая точка отражает начало асимптотического приближения кривой к положению, соответствующему 100° С, когда сообщаемое тепло расходуется на испарение влаги, а не на прогрев теста — хлеба.

Как показали термографические исследования процесса клейстеризации при прогреве теста, проведенные А. С. Гинзбургом и

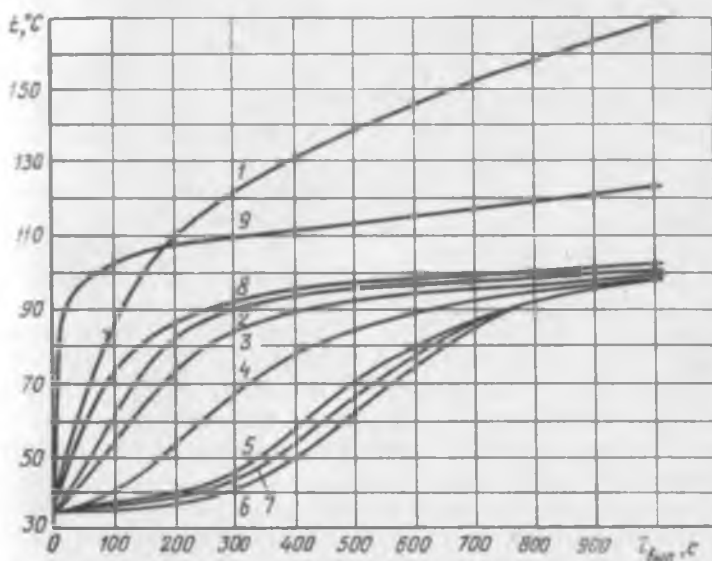


Рис. 1—7. Изменение во времени температуры поверхности и центральных слоев теста—хлеба в зависимости от расстояния x (в м) между поверхностью теста—хлеба и соответствующей точкой ($t_{\text{в.н.}}=200^\circ\text{C}$):

1 — $x=0$ (верхняя корка); 2 — $x=0,004$; 3 — $x=0,006$; 4 — $x=0,014$; 5 — $x=0,023$; 6 — $x=0,029$; 7 — $x=0,038$; 8 — $x=0,054$; 9 — $x=0,059$ (нижняя корка)

Н. И. Назаровым, наибольшее значение в первый период имеет теплота процесса клейстеризации, эндотермический характер которого увеличивает кривизну температурной кривой.

На рис. 1—6 и 1—7 приведены кривые влагоотдачи и температуры поверхностных и центральных слоев теста — хлеба при выпечке. Кривые получены на электронном самопишущем приборе при выпечке в лабораторной печи.

На рис. 1—8 изображены кривые изменения температуры верхней и нижней поверхностей, а также центрального слоя при выпечке подового хлеба из пшеничной муки I сорта массой 1 кг в

производственных условиях. К концу выпечки высота изделий здесь уменьшается.

На рис. 1—9 приведены кривые изменения температуры нижней и верхней поверхностей подового хлеба при выпечке.

В горячем хлебе корка составляет 13—18% общей массы изделия и количество теста, превратившееся в корку, равно 19—25%.

Для большинства изделий влажность горячей корки в конце выпечки составляет 4—8%. Изменение влажности верхней и нижней корок в процессе выпечки показано на рис. 1—10.

Интенсивность окраски корки хлебобулочных изделий усиливается с повышением температуры, при которой протекает реакция меланоидинообразования, обуславливающая аромат и вкус хлеба. Об интенсивности окраски корки при выпечке хлеба можно судить по отражательной способности корки, для непрерывного определения которой в КТИППе создана специальная

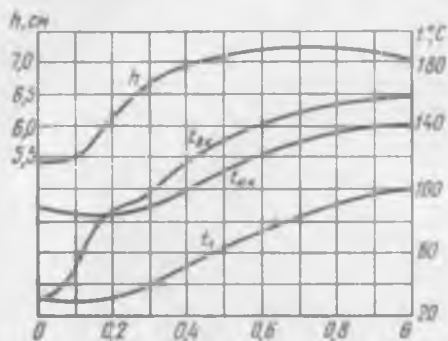


Рис. 1—8. Изменение высоты h и температуры теста — хлеба при выпечке:

t_c — температура центрального слоя; $t_{n,k}$ — температура верхней и нижней поверхностей; $\theta = t/t_{\text{вып}}$

лабораторная установка. На рис. 1—11 приведены кривые изменения интенсивности окраски корки и температуры поверхности хлеба в процессе выпечки.

В первые минуты прогрева на поверхности изделия происходит клейстеризация крахмала, продукты которой придают поверхности более темный цвет, достигая максимума при 60° С. Затем с повы-

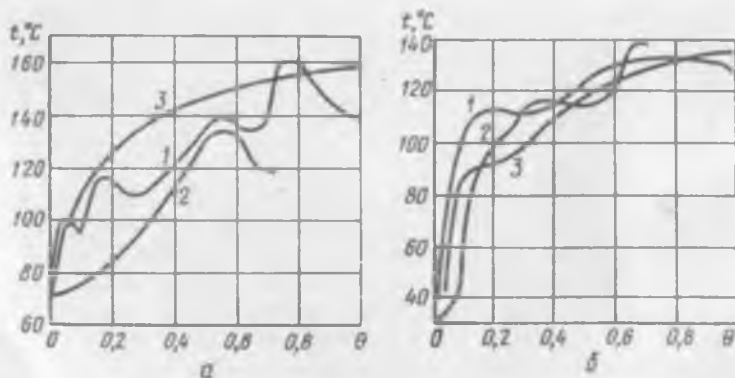


Рис. 1—9. Изменение температуры нижней (а) и верхней (б) поверхностей подового хлеба при выпечке в печах:

1 — БН-50; 2 — ХВЛ; 3 — лабораторной

шением температуры поверхность становится светлее вследствие обезвоживания. После 100°C наступает активная реакция меланоидинообразования. Изменение цвета поверхности от светло-желтого до темно-коричневого происходит при нагревании от 130 до 170°C , после чего начинается обугливание корки. Конечная температура корки хлеба из пшеничной муки I сорта находится в пределах $140\text{--}150^{\circ}\text{C}$. По отражательной способности корки косвенным путем можно судить

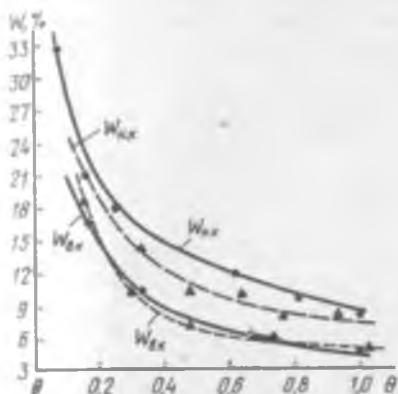


Рис. 1—10. Изменение средней влажности верхней $W_{в.к}$ и нижней $W_{н.к}$ корок в процессе выпечки паланицы из пшеничной муки I сорта (сплошные линии), арнаута из пшеничной муки II сорта (пунктирные линии)

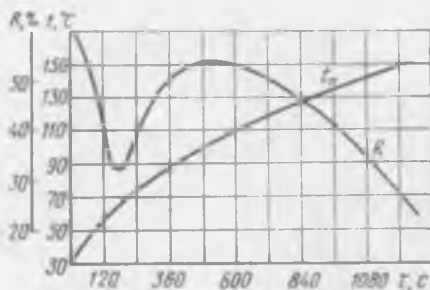


Рис. 1—11. Изменение окраски поверхности хлеба в процессе выпечки:
 t_p — температура поверхностного слоя теста — хлеба; R — коэффициент отражения

о цвете, что может быть использовано в системе автоматического управления процессом выпечки для регулирования интенсивности окрашивания корки хлеба.

Принцип действия прибора основан на том, что на поверхность тестовой заготовки направляется пучок света от источника, часть которого, отражаясь, попадает на фотоэлемент, включенный в измерительную схему. Преобразование отраженного от поверхности хлеба пучка света в энергию электрического тока осуществляется с помощью фотоэлектрического устройства.

В результате прогрева теста постепенно образуется мякиш и закрепляется структура в направлении от поверхности к центру, при этом происходит изменение плотности отдельных слоев теста — хлеба. Активные изменения плотности различных слоев мякиша происходят в первом периоде выпечки во время роста тестовой заготовки. В печной лаборатории КТИППа С. И. Сидоренко и др. определяли плотность мякиша в хлебе путем рентгенографии поперечного среза хлеба с последующим определением плотности рентгенограммы на специальном фотометрическом устройстве с потенциометром. Так как на показатель плотности влияет влажность, была разработана методика послойного определения плотности и влажности готового хлеба.

производственных условиях. К концу выпечки высота изделий здесь уменьшается.

На рис. 1—9 приведены кривые изменения температуры нижней и верхней поверхностей подового хлеба при выпечке.

В горячем хлебе корка составляет 13—18% общей массы изделия и количество теста, превратившееся в корку, равно 19—25%.

Для большинства изделий влажность горячей корки в конце выпечки составляет 4—8%. Изменение влажности верхней и нижней корок в процессе выпечки показано на рис. 1—10.

Интенсивность окраски корки хлебобулочных изделий усиливается с повышением температуры, при которой протекает реакция меланоидинообразования, обуславливающая аромат и вкус хлеба. Об интенсивности окраски корки при выпечке хлеба можно судить по отражательной способности корки, для непрерывного определения которой в КТИППе создана специальная

Рис. 1—8. Изменение высоты h и температуры теста — хлеба при выпечке:

t_1 — температура центрального слоя; $t_{в.н.}$ — температура верхней и нижней поверхностей; θ — $\tau/\tau_{\text{вып}}$

лабораторная установка. На рис. 1—11 приведены кривые изменения интенсивности окраски корки и температуры поверхности хлеба в процессе выпечки.

В первые минуты прогрева на поверхности изделия происходит клейстеризация крахмала, продукты которой придают поверхности более темный цвет, достигая максимума при 60° С. Затем с повы-

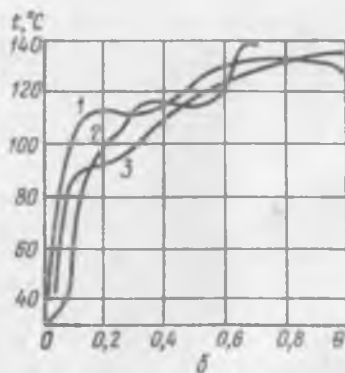
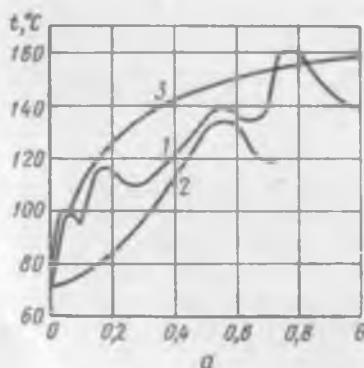


Рис. 1—9. Изменение температуры нижней (а) и верхней (б) поверхностей подового хлеба при выпечке в печах:

1 — БН-50; 2 — ХВЛ; 3 — лабораторной

шением температуры поверхность становится светлее вследствие обезвоживания. После 100°C наступает активная реакция меланоидинообразования. Изменение цвета поверхности от светло-желтого до темно-коричневого происходит при нагревании от 130 до 170°C , после чего начинается обугливание корки. Конечная температура корки хлеба из пшеничной муки I сорта находится в пределах $140\text{—}150^{\circ}\text{C}$. По отражательной способности корки косвенным путем можно судить

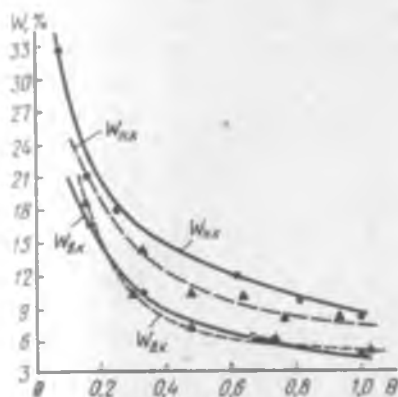


Рис. 1—10. Изменение средней влажности верхней $W_{\text{в.к}}$ и нижней $W_{\text{н.к}}$ корок в процессе выпечки пшеницы из пшеничной муки I сорта (сплошные линии), арнута из пшеничной муки II сорта (пунктирные линии)

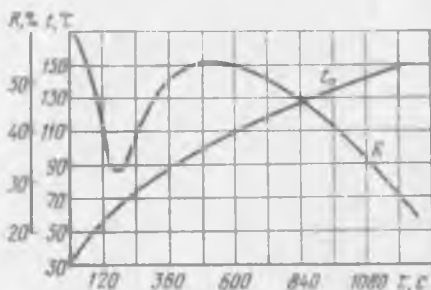


Рис. 1—11. Изменение окраски поверхности хлеба в процессе выпечки:

$t_{\text{в}}$ — температура поверхностного слоя теста — хлеба; R — коэффициент отражения

о цвете, что может быть использовано в системе автоматического управления процессом выпечки для регулирования интенсивности окрашивания корки хлеба.

Принцип действия прибора основан на том, что на поверхность тестовой заготовки направляется пучок света от источника, часть которого, отражаясь, попадает на фотоэлемент, включенный в измерительную схему. Преобразование отраженного от поверхности хлеба пучка света в энергию электрического тока осуществляется с помощью фотоэлектрического устройства.

В результате прогрева теста постепенно образуется мякиш и закрепляется структура в направлении от поверхности к центру, при этом происходит изменение плотности отдельных слоев теста — хлеба. Активные изменения плотности различных слоев мякиша происходят в первом периоде выпечки во время роста тестовой заготовки. В печной лаборатории КТИППа С. И. Сидоренко и др. определяли плотность мякиша в хлебе путем рентгенографии поперечного среза хлеба с последующим определением плотности рентгенограммы на специальном фотометрическом устройстве с потенциометром. Так как на показатель плотности влияет влажность, была разработана методика послойного определения плотности и влажности готового хлеба.

Как видно из рис. 1—12, хлеб имеет волнообразные изменения по плотности от $0,4 \cdot 10^3$ до $0,61 \cdot 10^3$ кг/м³. Изменение плотности мякиша по высоте для отдельных слоев составляет до 30%.

Установлено, что хлеб массой 0,94 кг и 2 кг, выпеченный в печи БН-50, имеет одинаковый характер распределения плотности по высоте. Это свидетельствует о том, что на распределение плотности по высоте существенное влияние оказывают не только расстойка, пересадка и пр., но и тепловой режим печи. Влажность

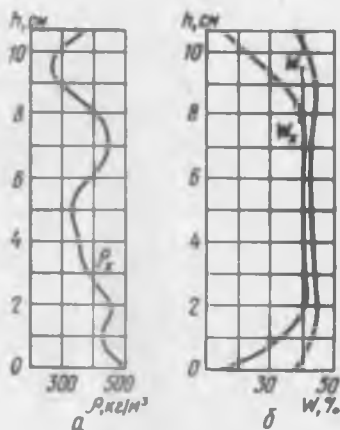


Рис. 1—12. Плотность (а) и влажность (б) в функции от высоты палочки массой 1 кг, выпеченной в печи БН-50:

W_x и W_T — влажность хлеба и теста

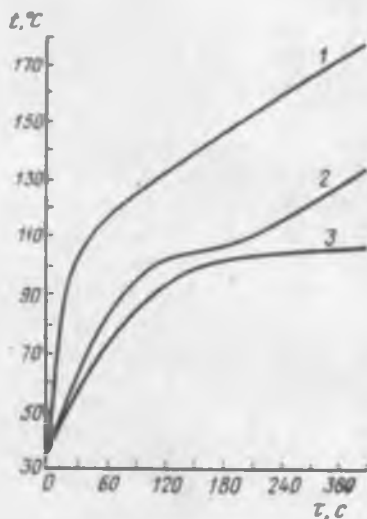


Рис. 1—13. Изменение температуры печення «Лимонное» в процессе выпечки:

1 — поверхностный слой; 2 — промежуточный слой; 3 — центральный слой

горячего хлеба понижена на глубине 8—9 мм от поверхности, а ближе к центру повышена по сравнению с влажностью теста. В остывшем хлебе происходит перераспределение влаги. Влажность центральных слоев мякиша снижается на 0,5—1% по сравнению с влажностью теста, а в корке, подкорковом слое и прилегающих слоях мякиша наблюдается выравнивание влажности.

Горячее печенье в отличие от хлебобулочных изделий имеет влажность около 9%. Несмотря на то что влажность тестовых заготовок печення ниже влажности тестовых заготовок хлебобулочных изделий, упек для печення значительно выше и достигает, например, для затяжного печення 20%. В процессе выпечки печенье происходит также сушка его.

На рис. 1—13 показаны кривые изменения температуры сахарного теста — печення «Лимонное». Здесь внутренний слой его с самого начала процесса прогревается, однако несколько медлен-

нее, чем внешние слои, которые к концу процесса имеют температуру 180°C .

Температура центральных слоев теста — печенья в отличие от хлебных изделий ко 2—3-й минуте выпечки достигает 100°C , увеличиваясь к концу выпечки до $108\text{—}114^{\circ}\text{C}$. Аналогичные явления имеют место при выпечке сдобных изделий.

Как установлено М. М. Истоминой, кривые изменения средней (интегральной) влажности W (рис. 1—14) и толщины печенья H

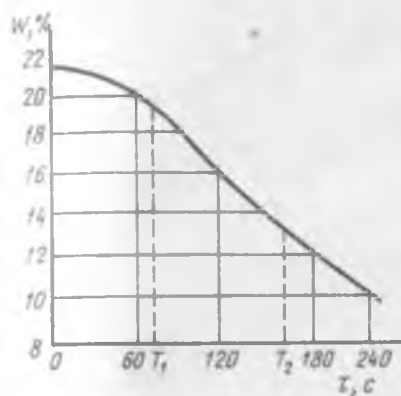


Рис. 1—14. Изменение влажности печенья «Лимонное» в процессе выпечки

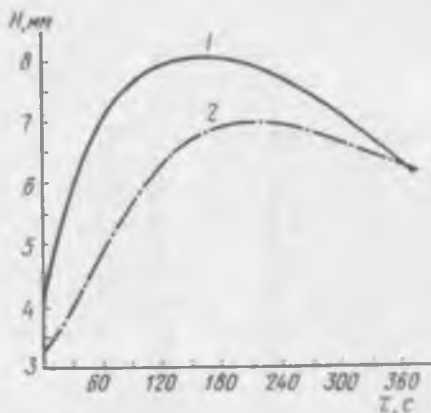


Рис. 1—15. Изменение толщины печенья в процессе выпечки: 1 — «Лимонное»; 2 — «Москва»

(рис. 1—15) показывают наличие трех периодов в процессе выпечки: первый период до момента T_1 (см. рис. 1—14) — переменная скорость влагоудаления и резкое увеличение толщины заготовки; второй период до момента T_2 — постоянная скорость влагоудаления и замедленный подъем теста; третий период — также постоянная скорость влагоудаления, но она в 1,5—1,7 раза меньше, чем во второй период, и сокращение высоты изделия.

При увлажнении среды пекарной камеры в начальной стадии (продолжительность увлажнения для сахарного печенья 0,5 мин, для заварного — 0,75 мин) процесс выпечки можно разбить на четыре периода, выделив период увлажнения, характеризующийся увеличением влажности и температуры изделия.

Печенье к середине выпечки (см. рис. 1—15) превращается в готовое изделие, и зона испарения достигает центральных слоев, после чего наступает период сушки. Как и при выпечке хлеба, под влиянием значительного температурного градиента в начале выпечки печенья (к концу первого периода) влажность центральных слоев увеличивается на 1—1,5%. Затем во второй период влажность центральных слоев остается постоянной, и при достижении зоной испарения центральных слоев начинается интенсивное испарение и перемещение влаги. Таким образом, в отличие от выпечки

хлеба выпечка печенья является комбинированным процессом, при котором последовательно протекают выпечка и сушка.

Аналогично протекает выпечка пряников. На рис. 1—16 приведены кривые изменения температуры пряников в процессе выпечки. Кривые записаны потенциометром в КТИППе при выпечке пряников в лабораторной печи с инфракрасными излучателями, работающей по заданной программе.

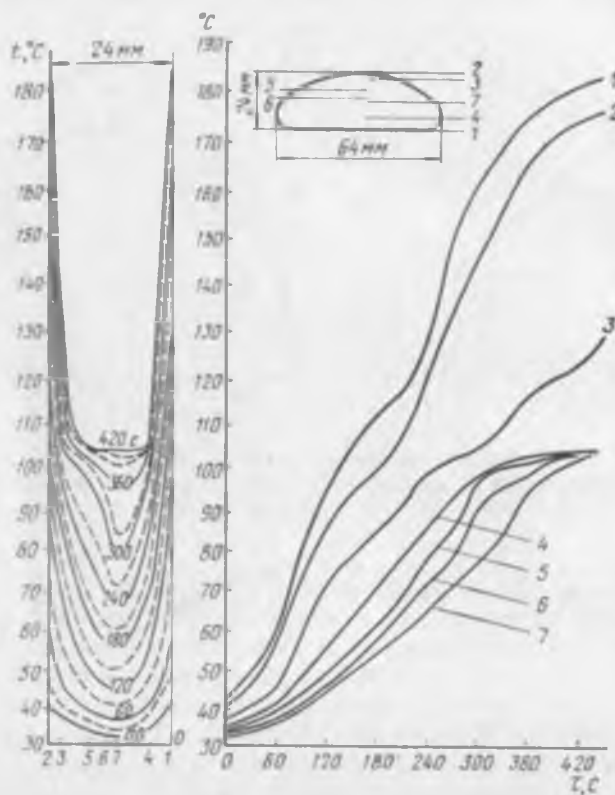


Рис. 1—16. Температурное поле пряника в процессе выпечки:

1 — нижняя корка; 2 — верхняя корка; 3 — 1,5—2 мм от верхней корки; 4 — 4,5 мм от нижней корки; 5 — 6 мм от нижней корки; 6 — 13 мм от нижней корки; 7 — 10,5 мм от нижней корки

Чтобы объяснить характер кривых, характеризующих кинетику процесса выпечки, необходимо выяснить основные положения динамики процесса. Динамика процесса выпечки определяется основными законами перемещения тепла и влаги, которые обусловлены характером связи влаги с материалом (тесто — хлеб, печенье, пряник).

Температурное поле теста — хлеба характеризуется тремя зонами: поверхностью изделия, зоной испарения и центром мякиша.

Процесс выпечки можно представить в следующем виде: вначале температурный градиент ∇t значителен, и влага под его влиянием, преодолевая силы, вызываемые влагонепроводностью, перемещается внутрь в основном в виде жидкости. Это перемещение происходит постепенно в виде распространяющейся волны влаги внутри теста. Толщина корки является функцией времени, причем одновременно с образованием корки влажность горячего хлеба увеличивается по сравнению с начальной влажностью теста на 1—3%. По мере прогрева теста ∇t уменьшается, и силы, вызываемые термовлагонепроводностью, не могут преодолеть силы влагонепроводности; они только предотвращают перемещение влаги к поверхности. К этому времени волна под действием сил, вызываемых термовлагонепроводностью, дойдет до центральных слоев и повысит общую влажность теста — хлеба. Начиная с этого момента (второй период процесса выпечки), зона испарения будет углубляться внутрь материала с постоянной скоростью.

При выпечке печенья внутри этих изделий имеется значительный температурный градиент, величина которого для затяжного и сахарного печенья достигает 130 К/см. К середине процесса зона испарения достигает центральных слоев, так как в отличие от хлеба толщина теста — печенья небольшая.

В начале первого периода процесса часть влаги, испарившаяся в поверхностных слоях, под влиянием значительного температурного градиента перемещается в виде пара в центральные слои и там конденсируется в макрокапиллярах теста, интенсифицируя его прогрев. Кривые скорости выпечки в этом случае имеют ступенчатый характер. Причина такого характера кривой объясняется удалением влаги, имеющей различные формы связи с материалом. При выпечке печенья в третий период, очевидно, происходит удаление связанной влаги.

На рис. 1—17 приведено изменение полей влажности W_0, W_1, W_2, W_3 и температуры по высоте нижней части выпеченного изделия t_0, t_1, t_2 и t_3 в моменты времени $\tau_0=0, \tau_1=10$ мин, $\tau_2=20$ мин, $\tau_3=30$ мин; начальная влажность 45%.

Здесь граница зоны испарения к концу выпечки проходит на глубине $6 \cdot 10^{-1}$ см от верхней поверхности и на расстоянии $(10 \div 12) 10^{-3}$ м от нижней поверхности изделия, выпекаемого на поду. Толщина корки соответствует $(2,5 \div 5,0) 10^{-1}$ см. Внутренняя граница корки соответствует температуре $110 \pm 2^\circ \text{C}$, а внутренняя граница зоны испарения — температуре фазового превращения влаги при соответствующем давлении. В условиях опытов эта температура соответствовала 98°C . Таким образом, зона испарения охватывает не только корку, но и подкорковый слой, из которого также происходит испарение влаги при выпечке. Поле влажности теста — хлеба в различные моменты времени свидетельствует о волнообразном характере картины перемещения влаги внутрь образца. Точки c_1, c_2, c_3 разделяют зоны, имеющие влажность, большую начальной и меньшую.

Точки c_1, c_2, c_3 соответствуют температуре испарения жидкости, т. е. они находятся на границе испарения. Перемещение влаги к центру под действием термовлагопроводности главным образом в виде жидкости имеет место в первом периоде выпечки до углуб-

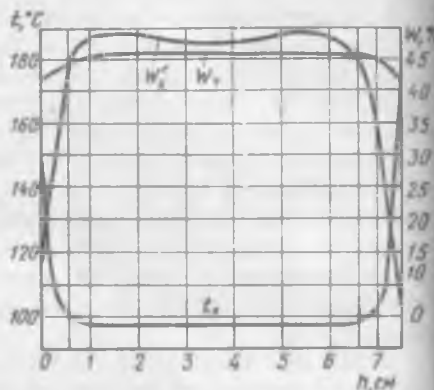
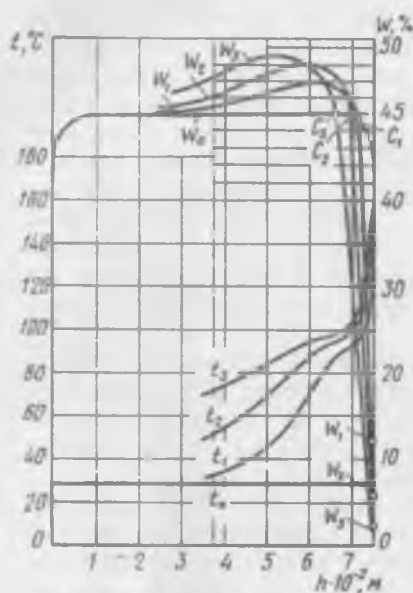


Рис. I—18. Поля температуры t_x и влажности W_x теста и горячего хлеба W'_x в конце выпечки

◀ Рис. I—17. Поля влажности и температуры при одностороннем нижнем теплоподводе

ления зоны испарения. Во втором периоде влага из зоны испарения перемещается в основном в виде пара.

Приведенные данные подтверждаются также рис. I—18, где показаны поля влажности и температуры теста — хлеба в начале и в конце процесса выпечки, полученные А. Т. Лисовенко и др.

4. ВНУТРЕННИЙ ТЕПЛО- И МАССОПЕРЕНОС В ПРОЦЕССЕ ВЫПЕЧКИ

Перемещение влаги (массоперенос) внутри теста — хлеба в процессе выпечки происходит, как уже отмечалось, по законам влагопроводности и термовлагопроводности. При соприкосновении влажного материала с начальным равномерным влагосодержанием с нагретым воздухом влага с поверхности начинает испаряться и покидает поверхность материала, переходя путем диффузии в окружающую среду. При этом появляется разность между влажностями глубинных слоев материала и его поверхностного слоя, что вызывает перемещение влаги внутри материала к его поверхности. Перемещение влаги в коллоидных капиллярнопористых материалах обусловлено наличием в них градиента потенциала переноса влаги. Понятие о потенциале переноса вещества введено А. В. Лыковым.

Влага может перемещаться путем диффузии пара, и в этом случае потенциалом переноса является парциальное давление пара (внутренняя диффузия). Различают диффузию пара при испарении адсорбционной влаги и при испарении капиллярной влаги (влаги макрокапилляров).

Влага может перемещаться и в виде жидкости (диффузия осмотически связанной жидкости), потенциалом переноса в этом случае является осмотическое давление. Гидродинамическое перемещение жидкости по капиллярнопористой системе происходит под влиянием капиллярных сил.

Все эти виды перемещения влаги можно подчинить единому закону влагопроводности, согласно которому плотность потока влаги i_v (количество влаги в кг, перемещающейся через единицу поверхности в единицу времени) прямо пропорционально градиенту влажности ∇U , т. е.

$$i_v = -a' \rho_s \nabla U, \quad (1-3)$$

где ρ_s — плотность сухого материала, кг/м³;

a' — коэффициент потенциалопроводности массопереноса, м²/с;

∇U — градиент влажности, кг влаги на 1 кг сухого вещества, отнесенный к 1 м.

Коэффициент потенциалопроводности вещества a' зависит от температуры и влагосодержания тела. При постоянной температуре материала для большинства капиллярнопористых тел a' с повышением влагосодержания увеличивается, затем при больших влагосодержаниях становится постоянным. Увеличение коэффициента a' с повышением влагосодержания тела характерно при переносе жидкости в виде пара, когда влага макрокапилляров перемещается вследствие диффузии пара по капиллярнопористой системе. Постоянство коэффициента a' в области больших значений влагосодержаний в основном обусловлено переносом вещества в виде жидкости под влиянием диффузионно-осмотических сил.

С повышением температуры коэффициент a' при постоянном влагосодержании тела увеличивается пропорционально абсолютной температуре тела в степени n . Показатель степени для различных температур изменяется от 10 до 14.

Если внутри материала разность температур значительна, то влага будет перемещаться и под влиянием температурного градиента ∇t . В этом случае влага в виде жидкости перемещается по направлению потока тепла.

Перемещение влаги внутри влажного материала по направлению теплового потока, преодолевающее сопротивление противоположно направленной силы обычной влагопроводности, описывается законом термовлагопроводности. Это явление перемещения влаги внутри материала под влиянием температурного градиента названо термовлагопроводностью по аналогии с диффузией газа под влиянием температурного градиента.

Перемещение влаги во влажных материалах под влиянием температурного градиента в направлении теплового потока было

теоретически обосновано и экспериментально доказано А. В. Лыковым. Этот закон является основным для перемещающейся влаги и в коллоидных капиллярнопористых материалах под влиянием температурного градиента.

Поверхность жидкости в капиллярах имеет различную форму: выпуклый или вогнутый мениск. Возникающее в капилляре при вогнутом мениске добавочное давление можно использовать для подъема жидкости на некоторую высоту H . Чем тоньше капиллярная структура, тем выше высота подъема жидкости, которая обратно пропорциональна ее плотности. Круглые капилляры поднимают жидкость на высоту, в 2 раза большую, чем щелевые.

В капиллярах с радиусом $r=10^{-6}$ см (уголь, силикагель) жидкость может подняться на 1,5 км, т. е. всасывающая сила равна 15 МПа.

При температуре $t=20^{\circ}\text{C}$ и полном смачивании высота подъема h может быть определена по формуле.

$$h = \frac{0,15}{r}.$$

Движение влаги под действием температурного градиента (термовлагопроводность) осуществляется вследствие разной скорости молекул нагретых и холодных слоев материала, капиллярной проводимости, зависящей от поверхностного натяжения, уменьшающегося с повышением температуры, и под действием зашемленного воздуха, заполняющего часть объема пор микрокапилляров. При нагревании воздух расширяется и проталкивает жидкость к слоям с более низкой температурой. Закон термовлагопроводности можно представить в следующем виде:

$$i_t = -\alpha' \rho_0 \delta \nabla t, \quad (1-4)$$

где i_t — плотность потока влаги, обусловленного термовлагопроводностью, $\text{кг}/(\text{м}^2 \cdot \text{с})$;

δ — термоградиентный коэффициент, $\text{кг}/(\text{кг} \cdot \text{K})$;

∇t — температурный градиент, $\text{K}/\text{м}$.

Термоградиентный коэффициент δ с ростом влажности сначала увеличивается, а затем уменьшается до нуля. Характер изменения зависит от капиллярнопористой структуры тела, форм связи влаги с материалом и вида переноса вещества.

В капиллярнопористых телах при небольшом содержании влаги в порах тела находится влажный воздух (смесь водяного пара и сухого воздуха). В этом случае температурный градиент вызывает относительную термодиффузию пара и воздуха. Воздух, как газ с большой молекулярной массой (кажущаяся молекулярная масса воздуха $\mu=29$), будет перемещаться в направлении потока тепла, а пар, у которого молекулярная масса $\mu=18$, — против потока тепла. Коэффициент δ в последнем случае становится отрицательным, так как влага в виде пара перемещается против потока тепла. Таким образом, в зависимости от формы связи влаги с материалом изменяется механизм термовлагопроводности, а следовательно, и величина коэффициента δ .

При нагревании теста — хлеба влага под влиянием температурного градиента перемещается по направлению потока тепла, т. е. внутрь.

В процессе сушки температурный градиент чаще всего мал, поэтому преобладают силы, вызванные влагонепроводностью. Тесто высыхает без образования мякиша. В процессе выпечки оказываются большими силы, перемещающие влагу по закону термовлагонепроводности, и тесто под влиянием клейстеризации второго рода превращается в мякиш.

Если материал является капиллярнопористым телом, то в капиллярах поверхностного слоя находится влажный воздух. Тогда вследствие относительной термодиффузии воздух стремится переместиться по направлению потока тепла от поверхности тела внутрь, а водяной пар будет перемещаться к поверхности тела из внутренних слоев зоны испарения. Таким образом, в этом случае температурный градиент будет способствовать перемещению пара из зоны испарения в окружающую среду. Относительная термодиффузия пара и воздуха в капиллярнопористом теле значительно усиливается вследствие теплового скольжения, и диффузионное (молекулярное) движение заменяется молярным движением влажного воздуха в порах материала.

Таким образом, циркуляция влажного воздуха в порах корки способствует перемещению пара из корки в окружающую среду и прогреву корки нагретым воздухом [13].

5. ПЕРЕНОС ТЕПЛА ПРИ ВЫПЕЧКЕ

Тесто — хлеб представляет собой влажное коллоидное капиллярнопористое тело. Перенос поглощенного вещества во влажных телах сопровождается переносом тепла. Это утверждение базируется на работах А. В. Лыкова и его школы, которые экспериментально подтвердили гипотезу о влиянии массообмена на теплообмен и установили некоторые количественные соотношения, описывающие данное влияние. В этих работах, определивших новое направление в исследовании процесса тепло- и массообмена, явления переноса рассматриваются в виде комплексного процесса, в котором теплообмен оказывает влияние на массообмен, и наоборот.

В последнее время за рубежом получило развитие новое направление — термодинамика нестационарного состояния, или термодинамика необратимых процессов. Перенос связанного вещества рассматривается здесь в неразрывной связи с переносом тепла.

Как известно, классическая термодинамика рассматривает только такие процессы, которые протекают бесконечно медленно, т. е. квазистатические (обратимые) процессы. Между тем тепло- и массообмен при выпечке является типичным необратимым процессом. В этих условиях применение для исследований термодинамически необратимых процессов позволяет вскрыть закономерности протекающих процессов.

Базируясь на теории Л. Онзагера, А. В. Лыков дал строгое термодинамическое обоснование известных законов тепло- и массопереноса, которые положены советскими исследователями в основу математического анализа различных процессов, в том числе и процесса выпечки.

Основные законы тепло- и массопереноса могут быть записаны в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} q &= -\lambda \nabla t + (I_{ж} + \epsilon r') q', \\ q' &= -a' \rho_0 \nabla I' - a' \rho_0 \delta \nabla t, \end{aligned} \right\} \quad (1-5)$$

где q — плотность потока тепла, Вт/м²;
 q' — плотность общего потока вещества, кг/(м²·с);
 λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К);
 ∇t — градиент температуры, К·м;
 $I_{ж}$ — энтальпия жидкости, Дж/кг;
 r' — теплота испарения, Дж/кг;
 $\nabla I'$ — градиент массосодержания (влагодсодержания), кг/(кг·м);
 ϵ — критерий фазового превращения;
 δ — термоградиентный коэффициент, кг влаги на 1 кг сухого вещества, умноженного на температуру (в градусах Кельвина), кг/(кг·К).

Эти законы в теории тепло- и массопереноса при выпечке играют такую же важную роль, как классическая гипотеза Фурье.

Перенос тепла в тесте — хлебе в процессе выпечки в основном обуславливается теплопроводностью твердого скелета и в определенной мере перемещением влаги из поверхностных слоев внутрь каравайя. В этом случае основной закон переноса тепла при выпечке имеет вид

$$q = -\lambda \nabla t + I_{пр} i, \quad (1-6)$$

где $I_{пр}$ — приведенная энтальпия влаги, перемещающейся внутри тела в виде жидкости и пара, Дж/кг;
 i — плотность потока влаги, кг/(м²·с).

При исследовании механизма переноса тепла и вещества в тесте — хлебе основными коэффициентами переноса являются λ , a , a' и δ .

В настоящее время установлено, что за счет массообмена в процессе выпечки коэффициент теплопроводности λ увеличивается примерно на 17% для ржаного и на 14% для пшеничного теста и коэффициент температуропроводности (потенциалопроводности) a увеличивается на 17% для ржаного и на 12% для пшеничного теста.

Разница между эквивалентным коэффициентом теплопроводности $\lambda_{эkv}$ и истинным коэффициентом λ соответствует дополнительному потоку тепла, вызванному переносом влаги. Для теста — хлеба эквивалентный коэффициент можно выразить так:

$$\lambda_{эkv} = \lambda + I_{пр} a' \rho_0 \delta.$$

А. Т. Лисовенко определил значение теплофизических характеристик основных сортов теста — хлеба в процессе выпечки.

Изменение коэффициентов теплопроводности в зависимости от температуры показано на рис. 1—19. При нагреве от 30 до 70°С λ теста (эквивалентный) повышается на 14,5%, к концу выпечки —

почти в 2 раза. Так, для теста — хлеба из пшеничной муки I сорта при $t_{\tau}=35,6 \div 32,4^{\circ}\text{C}$ $\lambda=0,356 \div 0,406$ Вт/(м·К), при $t_m=98,7 \div 101,0^{\circ}\text{C}$ $\lambda=0,445 \div 0,604$ Вт/(м·К). К концу выпечки теста — хлеба из ржано-пшеничной муки (валка 40 и 60%) $\lambda=0,712$ Вт/(м·К).

Теплоемкость c теста — хлеба при выпечке изменяется для различных сортов теста — хлеба в зависимости от температуры: для хлеба из пшеничной муки I и II сортов при $t=30^{\circ}\text{C}$ $c=2,405 \div 2,748$ кДж/(кг·К), при $t=100^{\circ}\text{C}$ $c=3,56 \div 3,952$ кДж/(кг·К); для хлеба из ржано-пшеничной муки соответственно $c=2,303$ и $c=3,374$ кДж/(кг·К) [12]. Средние значения c для различных сортов теста — хлеба при расчетах могут быть приняты в интервале $2,858\text{—}3,35$ кДж/(кг·К).

Значения λ и c для верхней корки хлеба имеют пределы: $\lambda=0,145 \div 0,204$ Вт/(м·К) и $c=1,72 \div 1,97$ кДж/(кг·К). Для нижней корки $\lambda=0,134 \div 0,175$ Вт/(м·К) и $c=1,71 \div 2,05$ кДж/(кг·К).

Коэффициент температуропроводности (потенциалопроводности) тела (в м²/с) характеризует теплоинерционные свойства материала:

$$a = \frac{\lambda}{\rho c}.$$

где c — удельная теплоемкость, Дж/(кг·К);

ρ — плотность материала, кг/м³;

λ — коэффициент теплопроводности, Вт/(м·К).

Чем меньше значение a , тем выше теплоинерционные свойства тела. Коэффициент температуропроводности a зависит от температуры, влажности и плотности тела. Поэтому только приближенные коэффициенты λ и a можно считать постоянными.

Аналогично эквивалентному коэффициенту теплопроводности теста — мякиша можно ввести эквивалентный коэффициент температуропроводности $a_{\text{экв}}$. Дифференциальное уравнение тепло- и массопереноса при этом имеет вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a_{\text{экв}} \nabla^2 t. \quad (1-7)$$

Эквивалентный коэффициент температуропроводности

$$a_{\text{экв}} = a + \frac{l_{\text{вп}}}{c_{\text{вп}}} a' \delta.$$

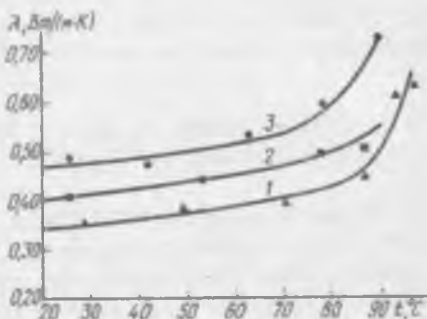


Рис. 1—19. λ теста — хлеба как функция температуры:

1 — образец из пшеничной муки I сорта; 2 — из пшеничной муки II сорта; 3 — из ржано-пшеничной муки

Удельная теплоемкость сухого вещества муки почти не зависит от температуры и принимается в среднем равной 1,67 кДж/(кг·К).

Для расчета теплоемкости влажного материала c_w принимается линейная зависимость между удельной теплоемкостью сухого вещества $c_{св}$ и влажностью материала W :

$$c_w = c_{св} \left(1 - \frac{W}{100} \right) + \frac{M}{100}.$$

Для корки, считая ее абсолютно сухой, принимаем значение удельной теплоемкости $c_k = 1,67$ кДж/(кг·К).

6. ПАРОУВЛАЖНЕНИЕ В НАЧАЛЬНОЙ СТАДИИ ВЫПЕЧКИ И МЕХАНИЗМ ПРОЦЕССА В УВЛАЖНЕННОЙ СРЕДЕ

Понятие о процессе сорбции. Материал может быть увлажнен в атмосфере влажного воздуха. В этом случае увлажнение является сорбционным процессом, при котором пар поглощается пористым телом. При сорбции происходят перемещение пара из среды к поверхности, перемещение пара внутри капиллярнопористой системы и адсорбция.

Еще недавно процесс сорбции рассматривался в виде отдельных его разновидностей (адсорбция, капиллярная конденсация, абсорбция и т. д.), каждая из которых, как полагали, имеет индивидуальную физическую природу. В действительности сорбция является сложным процессом, который следует рассматривать в зависимости от природы самого сорбента. Процесс сорбции или десорбции состоит из внешней диффузии (диффузия из окружающей среды к поверхности), внутренней диффузии (перемещение влаги внутри материала как в виде жидкости, так и в виде пара) и конденсации.

Исследования сорбции водяного пара капиллярнопористым материалом, проведенные А. В. Лыковым, показали, что температура материала в процессе сорбции повышается до некоторого максимального значения, приближаясь к температуре воздуха.

Повышение температуры материала вызывается тем, что водяные пары, поглощенные материалом из окружающего воздуха, в процессе сорбции конденсируются, выделяя скрытую теплоту испарения; она затрачивается на нагревание материала. Установлено, что с увеличением влажности воздуха увеличивается скорость сорбции. Скорость сорбции будет максимальной при максимальной относительной влажности воздуха.

Внутри куска теста, в микропорах, происходит конденсация пара, обусловленная снижением давления насыщенного пара над вогнутым мениском капилляра. Вследствие этого создается градиент влажности, под влиянием которого одновременно с паром перемещается и жидкость внутрь материала. При сорбции пара тестом во влажной среде будет иметь место как внешняя, так и внутренняя сорбция.

Водяной пар из окружающей среды диффундирует внутрь образца, при этом часть пара поглощается теми слоями материала, через которые он проходит. В начале процесса сорбции большая часть диффундирующего пара поглощается поверхностными слоями образца; это ускоряет повышение температуры в начале сорбции благодаря выделению теплоты сорбции. В последующие моменты поверхностные слои поглощают меньше пара, так как скорость сорбции является экспоненциальной функцией времени, а затем и вовсе пар не поглощают.

О характере миграции влаги при сорбции в процессе выпечки хлеба можно судить по величине коэффициента потенциалопроводности влаги a' при выпечке без увлажнения и с увлажнением среды пекарной камеры. Расчеты показывают, что при повышении влажности паровоздушной среды от $\varphi_1 = 36,5\%$ до $\varphi_2 = 83,45\%$ коэффициент a' уменьшается почти в 2 раза — с $1,4 \cdot 10^{-8}$ до $0,72 \cdot 10^{-8}$ м²/с. Такая закономерность характерна для перемещения жидкости в виде пара. Следовательно, сорбция пара тестом, как уже указывалось ранее, сопровождается миграцией жидкости в виде пара и его конденсацией во внутренних слоях изделия.

Механизм процесса выпечки в увлажненной среде. Скорость и характер протекания процесса выпечки в значительной мере зависят от степени увлажнения среды в первой стадии процесса и интенсивности конденсации пара на поверхности тестовой заготовки.

Работы советских исследователей, посвященные изучению процесса выпечки в увлажненной паровоздушной среде пекарной камеры, показали, что вначале имеет место поглощение влаги из паровоздушной смеси пекарной камеры за счет конденсации пара на поверхности и сорбции в поверхностных слоях выпекаемого теста.

Механизм процесса выпечки в условиях повышенной влажности паровоздушной среды пекарной камеры может быть обоснован закономерностями, изложенными в теории сорбции пара коллоидными капиллярнопористыми материалами, и является яркой иллюстрацией практического приложения этой теории к процессу выпечки.

А. А. Михелевым было исследовано влияние влажности среды пекарной камеры на кинетику процесса выпечки и получены экспериментальные кривые выпечки хлеба в увлажненной среде: влажность теста — время и температура теста — время. Установлено, что масса тестовой заготовки в результате сорбции увеличивается.

Интенсивность и длительность сорбции пара, конденсирующегося на поверхности и в поверхностных слоях куска теста, зависят от влажности паровоздушной смеси пекарной камеры, ее температуры и от температуры поверхностных слоев теста.

Конденсация пара на поверхности куска теста прекращается, как только температура поверхности становится выше температуры точки росы. В связи с этим в начале выпечки необходимо соз-

дать такие условия, которые обеспечили бы протекание процесса сорбции при хорошем контакте между паром и поверхностью теста; кроме того, пар при этом не должен перегреваться.

Конденсация пара, сорбция в начальной фазе и максимально возможное повышение температуры среды пекарной камеры в следующей фазе процесса выпечки интенсифицируют прогрев поверхностных слоев и создают достаточную разность между температурами слоев, усиливающую перемещение влаги от корки внутрь изделия. Одновременно с этим выделяющееся тепло сорбции также в значительной степени способствует закреплению формы хлеба за счет процессов клейстеризации крахмала и коагуляции белков в массе изделия, а конденсирующийся пар, растворяя сахар, подготавливает процесс карамелизации, обеспечивающий получение тонкой хрустящей корки. Качественный эффект от процесса конденсации в начальной стадии процесса выпечки обеспечивается, если температура поверхности теста равна температуре клейстеризации или несколько выше.

Температура клейстеризации (в °С) для различных сортов крахмала (данные Прингсгейма) приведена ниже.

Пшеничный	62	Ячменный	80
Ржаной	55	Кукурузный	68

На рис. 1—20 приведены температурные кривые при выпечке подового хлеба с увлажнением и без увлажнения среды в начальной стадии. Из графиков видно, что эти кривые различаются между

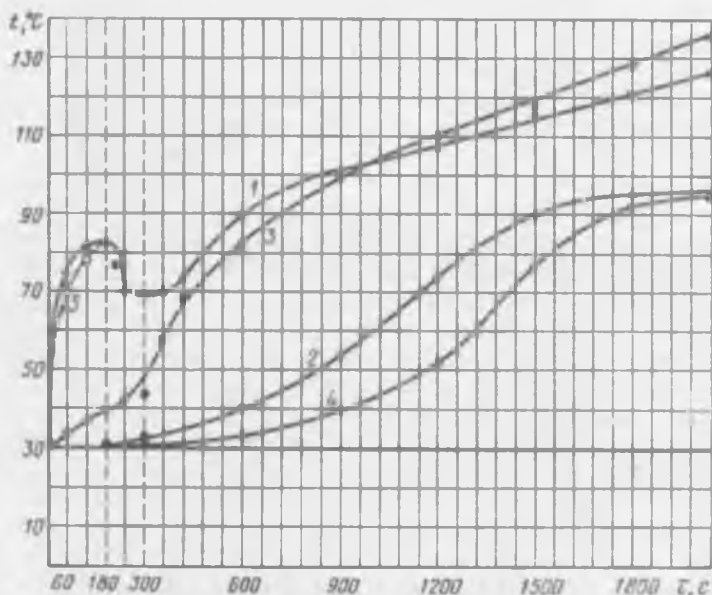


Рис. 1—20. Температурные зависимости при выпечке хлеба с увлажнением (1, 2) и без увлажнения (3, 4) среды пекарной камеры в начальной стадии процесса выпечки:

1, 3 — температура поверхности теста—хлеба; 2, 4 — температура центра теста—хлеба; 5 — температура точки росы

собой. При выпечке в увлажненной среде интенсифицируется прогрев изделия; при этом резко повышается температура не только поверхности, но и внутренних центральных слоев.

На кривой температуры центральных слоев теста—хлеба, полученной при увлажнении среды пекарной камеры в начале выпечки, нет характерного перегиба при температуре около 40°C . Это свидетельствует о наличии положительного источника тепла внутри теста—хлеба, явившегося следствием перемещения влаги в виде пара под действием термовлагопроводности.

А. С. Гинзбург исследовал влияние влажности среды пекарной камеры на процесс выпечки при пониженной температуре. Была

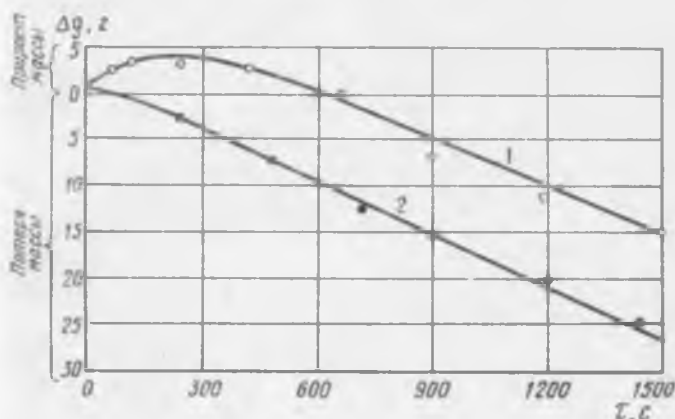


Рис. 1—21. Кинетика влагоотдачи теста — хлеба при выпечке с увлажнением (1) и без увлажнения (2) в начальной стадии

подтверждена обнаруженная А. А. Михелевым закономерность потери характерной вогнутости кривой температуры центра мякиша при выпечке хлеба в увлажненной среде.

При повышенной влажности кривая кинетики выпечки в начале процесса также резко меняет свой характер, и в начале выпечки масса изделия увеличивается, а затем начинается потеря массы по тому же закону, что и при пониженной влажности среды.

На рис. 1—21 показаны характерные кривые влагоотдачи при выпечке с увлажнением и без увлажнения среды. В зоне увлажнения ($t=110^{\circ}\text{C}$ и $\varphi=68\%$) масса тестовой заготовки (0,465 г) увеличивается к концу конденсации на 0,8%. Затем начинается испарение, которое с определенного момента происходит с постоянной скоростью.

Изменение температуры отдельных слоев теста—хлеба в процессе выпечки хлеба в неувлажненной среде графически представлено на рис. 1—22. Как видно, температура любого слоя мякиша до самого конца выпечки не превышает 100°C ; центральная часть нагревается до этой температуры лишь в самом конце выпечки.

$$D_{\text{экв}} = 3,6 \frac{V}{F},$$

где F — поверхность каравая;
 V — его объем.

Для каравая с размерами $260 \times 115 \times 115$ мм эквивалентный радиус $R_{\text{экв}} = 0,042$ м = s и критерий Bi для поверхности

$$Bi_{\text{пов}} = \frac{\alpha s}{\lambda_{\text{пов}}}; \quad Bi_{\text{пов}} = \frac{15,1 \cdot 0,042}{0,146} = 4,35.$$

Если рассматривать выпекаемый каравай как сложное тело, состоящее из мякиша и корки, размеры которых изменяются во время выпечки, то вместо $\lambda_{\text{пов}}$ следовало бы ввести эквивалентный коэффициент теплопроводности. Коэффициент теплопроводности мякиша в процессе его образования из теста определяется как среднеарифметическая величина коэффициентов теплопроводности мякиша и теста:

$$\lambda_{\text{м.т}} = \frac{\lambda_{\text{м}} + \lambda_{\text{т}}}{2}; \quad \lambda_{\text{м.т}} = \frac{0,328 + 0,241}{2} = 0,284 \text{ Вт/(м·К)}.$$

При толщине корки в среднем $s_{\text{к}} = 0,001$ м и толщине мякиша $s_{\text{м}} = 0,041$ м эквивалентный коэффициент теплопроводности

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{R_{\text{экв}}}{\frac{s_{\text{к}}}{\lambda_{\text{к}}} + \frac{s_{\text{м}}}{\lambda_{\text{м.т}}}};$$

$$\lambda_{\text{экв}} = \frac{0,042}{\frac{0,001}{0,055} + \frac{0,041}{0,284}} = 0,258 \text{ Вт/(м·К)}.$$

и критерий

$$Bi = \frac{15,1 \cdot 0,042}{0,258} = 2,45.$$

Таким образом, независимо от того, по какому значению определяют критерий Bi , каравай следует рассматривать как массивное тело и, следовательно, продолжительность выпечки должна быть пропорциональна линейному размеру каравая в степени $n > 1$.

Глава II. ОСНОВЫ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ В ПЕЧАХ

Теплопередача является основным процессом, протекающим в печах. Поэтому изучение основ теплопередачи необходимо для выполнения тепловых расчетов и проектирования печей хлебопекарного и кондитерского производств.

В печах имеют место все три вида теплообмена: теплопроводность, конвективный теплообмен (теплообмен в условиях тепловой гравитационной и вынужденной конвекции) и лученспускание

(тепловое излучение). Все три способа теплообмена протекают часто одновременно в одном и том же процессе теплоотдачи, хотя преобладающим может оказаться тот или иной его вид. С этой точки зрения расчленение сложного процесса передачи тепла на более простые является в какой-то мере условным, хотя и методически это вполне оправдано.

Процессы теплопроводности в тесте — хлебе в процессе выпечки преобладают над другими видами теплообмена. Построение температурных полей в них и определение количества переданного при этом тепла производится на основании аналитической теории теплопроводности Фурье. Для удобства рассмотрения этого процесса различают четыре его случая: теплопроводность при граничных условиях первого, второго, третьего и четвертого родов. При расчетах, связанных с теплопроводностью в тесте — хлебе, используются все четыре вида граничных условий.

Не менее важное значение, чем процессы теплопроводности, в промышленных печах хлебопекарного и кондитерского производств имеют процессы конвективного теплообмена. Так, в рабочей камере печей имеет место свободная (тепловая гравитационная) конвекция, в греющих каналах — конвективный теплообмен при вынужденной конвекции, а потеря тепла в окружающую среду через ограждения печи (весьма значительная для многих типов печей составляющая теплового баланса) возникает главным образом вследствие конвективной теплоотдачи в условиях свободного движения воздуха вблизи печи. Этим определяется важность изучения законов конвективного теплообмена для научно обоснованного производства тепловых расчетов и проектирования новых типов хлебопекарных и кондитерских печей.

Теплообмен излучением (лучеиспускание) также играет существенную роль в процессах теплообмена в печах. Роль теплового излучения особенно велика в том случае, когда теплопередача происходит на высоком температурном уровне и при большой разности температур. В самом деле, так как интенсивность теплообмена при тепловом излучении пропорциональна разности четвертых степеней абсолютных температур обменивающихся тел, то количество передаваемого тепла при тепловом излучении резко возрастает при увеличении температур тел, обменивающихся тепловой энергией.

Излучение и поглощение газов имеет свои существенные особенности, которые необходимо твердо знать и учитывать при расчетах и проектировании промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств.

1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ ТЕОРИИ ТЕПЛОПЕРЕДАЧИ

Условия теплопередачи в рабочей камере печей хлебопекарного и кондитерского производств отличаются от условий теплопередачи, характерных для других промышленных установок.

Форма изделий, подвергающихся выпечке, отличается от правильных геометрических форм (цилиндр, плоские поверхности,

шар и т. д.), и процесс выпечки и скорость его протекания зависят от того, как происходит передача тепла от греющей поверхности к зоне испарения и к центральным слоям изделий.

Как и всякая энергия, тепло передается в направлении от высшего потенциала к низшему. Так как потенциалом переноса тепла является температура, то процесс распространения тепла непосредственно связан с температурным полем, являющимся совокупностью мгновенных значений температур в пространстве и времени.

В общем случае температура t в любой точке пространства является функцией координат x, y, z и времени τ . Следовательно, уравнение температурного поля будет иметь вид

$$t = f(x, y, z, \tau).$$

Явная зависимость температуры от времени определяет неустановившееся состояние, имеющее место при нестационарном режиме.

Стационарным температурным полем называется такое поле, температура которого в любой точке не изменяется во времени, т. е. в этом случае

$$t = F(x, y, z) \text{ и } \frac{\partial t}{\partial \tau} = 0.$$

Если температура есть функция двух координат, то поле называется двумерным, если одной — одномерным. Для нестационарного состояния последнее математически записывается так:

$$t = \varphi(x, \tau); \quad \frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial z} = 0.$$

Теплообмен является сложным процессом и осуществляется путем теплопроводности, конвекции и излучения (радиации). На практике редко имеет место какой-либо один способ теплообмена в чистом виде, однако изучать следует только простые явления, так как процесс развивается как совокупность взаимодействующих явлений.

Теплопроводность — способ переноса энергии молекулами (атомами) или электронами, которые колеблются относительно положений равновесия (молекулярный или атомный перенос в твердых телах) или движутся прямолинейно во всех направлениях независимо один от другого.

Конвекция — способ переноса энергии потоком веществ (молярный перенос), а не отдельными его частицами. Такой способ передачи энергии возможен, например, когда жидкое или газообразное тело обтекает поверхность твердого тела. Таким образом, конвекция происходит лишь в жидкостях и газах и всегда сопровождается явлением теплопроводности через пограничный слой (жидкость — твердое тело). На величину конвективной теплоотдачи большое влияние оказывают состояние и характер движения жидкости или газа.

Лучеиспускание (излучение, радиация) — передача энергии, носителем которой являются электромагнитные волны. Оно

связано с двойным превращением энергии: энергии хаотического движения молекул и атомов в энергию электромагнитных волн и энергии последних в энергию движения молекул.

В печах хлебопекарного и кондитерского производств обычно встречаются все три вида теплопередачи, иногда в весьма сложных комбинациях. Например, теплообмен между греющимися поверхностями (каналы, трубы) и выпекаемыми изделиями, а также теплообмен между наружной поверхностью печи и окружающей средой происходит излучением и конвекцией. В пористых телах, к которым относятся хлебобулочные и кондитерские изделия, при выпечке возможен теплообмен теплопроводностью через скелет теста — хлеба и излучением через влажный воздух, заполняющий поры. Таким образом, в печах при выпечке имеют место все виды теплообмена, причем основная роль во внешнем теплообмене часто принадлежит излучению*.

2 ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ

Если через точки тела, имеющие одинаковую температуру в данный момент, провести поверхность, то можно получить изотермическую поверхность. При теплопроводности обмен тепловой энергией происходит между изотермическими поверхностями. Наибольший перепад температур на единицу длины имеет место в направлении нормали к изотермической поверхности. Изменение температуры в направлении нормали к изотермической поверхности характеризуется градиентом температуры ($\text{grad } t$, или ∇t).

Градиент температуры представляет собой вектор, направленный по нормали к изотермической поверхности в сторону повышения температуры, т. е.

$$\text{grad } t = n_0 \frac{\partial t}{\partial n},$$

где n_0 — единичный вектор, направленный по нормали в сторону возрастания температуры;

$\frac{dt}{dn}$ — производная температуры по направлению нормали n к изотермической поверхности.

В этом случае градиент температуры положителен. Если вектор направлен в сторону снижения температуры, то градиент отрицателен.

Напряженность температурного поля характеризуется вектором напряженности E :

$$E = -\text{grad } t.$$

Количество тепла, переданное в единицу времени через единицу изотермической поверхности, называется поверхностной плотностью теплового потока и обозначается q (в Вт/м^2). Тепловой по-

* Это не относится к печам с принудительным движением воздуха в пекарной камере или греющих каналах.

ток является вектором, направленным противоположно температурному градиенту, т. е. от больших к меньшим температурам.

Общее количество тепла Q (в Дж), переданное через поверхность F за время τ ,

$$Q = qF\tau.$$

Согласно эмпирическому закону Фурье имеет место пропорциональность между плотностью теплового потока и градиентом температуры, т. е.

$$q = \lambda E = -\lambda \operatorname{grad} t,$$

где λ — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом теплопроводности или теплопроводности тела, Вт/(м·К).

Коэффициент теплопроводности зависит от природы и физического состояния среды, в которой возникает температурное поле. Закон Фурье выполняется лишь приблизительно, и необходимо считать в общем случае

$$q = -\lambda(t) \nabla t,$$

т. е. коэффициент теплопроводности является некоторой функцией температуры. Для многих практически важных случаев можно принять линейную зависимость коэффициента теплопроводности от температуры

$$\lambda = \lambda_0 (1 + \alpha t),$$

где λ_0 и α — постоянные.

Лучшими проводниками теплоты являются металлы, λ которых изменяется от 3 до 458 Вт/(м·К). Самым теплопроводным металлом является чистое серебро, $\lambda = 458$ Вт/(м·К). Большое влияние на λ оказывает влажность вещества: с увеличением влажности λ возрастает.

Коэффициенты теплопроводности большинства капельных жидкостей с повышением температуры убывают от 0,65 до 0,08 Вт/(м·К). Вода является исключением. С повышением температуры от 0 до 127°С λ воды повышается, а при дальнейшем возрастании температуры уменьшается. λ практически не зависит от давления для капельных жидкостей. λ газов при повышении температуры возрастает от 0,005 до 0,6 Вт/(м·К).

Для технических расчетов значение λ обычно определяют как среднеарифметическое для граничных значений температуры тела, и это значение принимается постоянным.

В этом случае из предыдущей формулы получаем

$$\lambda_{\text{ср}} = \lambda_0 \left(1 + \alpha \frac{t_1 + t_2}{2} \right),$$

где t_1 и t_2 — значения температуры на границах исследуемого тела.

Коэффициент теплопроводности λ и другие физические параметры для некоторых материалов и пищевых продуктов приведены в приложении.

Дифференциальное уравнение теплопроводности

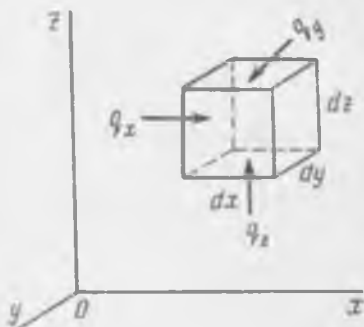
При выводе дифференциального уравнения теплопроводности принимаем, что внутренние источники теплоты отсутствуют, причем термические коэффициенты не зависят от координат и времени, т. е. λ , c и ρ постоянны.

В однородной и изотропной неограниченной пластине выделим элементарный параллелепипед, объем которого равен $dx dy dz$ (рис. II—1). Количество теплоты, прошедшей через левую грань $dy dz$ в параллелепипед за время dt , согласно уравнению Фурье

$$q_x = -\lambda dy dz dt \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right).$$

Через противоположную грань на расстоянии dx отводится количество теплоты, определяемое из выражения

$$q_{x+dx} = -\lambda dy dz dt \frac{\partial}{\partial x} \left(t + \frac{\partial t}{\partial x} dx \right),$$



или

$$q_{x+dx} = -\lambda dy dz dt \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right) - \lambda dy dz dx dt \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right).$$

Рис. II—1. Схема к выводу дифференциального уравнения теплопроводности

Приращение внутренней энергии в параллелепипеде в направлении оси x будет

$$dQ_x = -\lambda dy dz dt \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right) + \lambda dy dz dt \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right) + \lambda dy dz dx dt \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right),$$

или

$$dQ_x = \lambda dx dy dz dt \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} \right).$$

В направлении оси z приращение внутренней энергии выразится аналогичным уравнением

$$dQ_z = \lambda dx dy dz dt \left(\frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right),$$

а по оси y

$$dQ_y = \lambda dx dy dz dt \left(\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} \right).$$

Полное приращение внутренней энергии в параллелепипеде

$$dQ = dQ_x + dQ_y + dQ_z = \lambda dx dy dz dt \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right).$$

С другой стороны, изменение во времени количества теплоты вследствие изменения температуры в объеме будет

$$dQ = dx dy dz \rho c \left(\frac{\partial t}{\partial \tau} \right) d\tau,$$

где ρ — плотность, кг/м³;
 c — теплоемкость, кДж/(кг·К).

По закону сохранения энергии

$$\lambda dx dy dz d\tau \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = dx dy dz \rho c \frac{\partial t}{\partial \tau} d\tau$$

или

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = \frac{\lambda}{\rho c} \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right).$$

Величину $\frac{\lambda}{\rho c} + \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ называют дифференциальным оператором Лапласа и обозначают ∇^2 или Δ . $\lambda/\rho c = a$ — коэффициент температуропроводности, характеризует способность тела выравнивать температуру и выражается в м²/с. Значения a приведены в приложении.

В окончательном виде дифференциальное уравнение теплопроводности, или уравнение Фурье, принимает вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t.$$

Если внутри тела имеются источники тепла (испарение влаги, химические реакции и др.), то дифференциальное уравнение теплопроводности будет иметь вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \nabla^2 t + \frac{W}{\rho c},$$

где W — удельное количество поглощенного или выделенного тепла, Вт/м³ (интенсивность источников).

При технических расчетах решение дифференциального уравнения теплопроводности должно быть получено для определенных условий, так как основное уравнение относится к бесконечно малому объему и не характеризует распространение тепла теплопроводностью во всем заданном объеме за весь период, в течение которого протекает процесс. Уравнение математически описывает перенос тепла внутри тела.

Для получения полной картины, отражающей конкретно заданные условия, необходимо задать геометрическую форму теплопроводящего тела и его физические свойства (коэффициенты тепло- и температуропроводности и др.). Кроме того, необходимо задаться так называемыми краевыми условиями, в состав которых входят начальное распределение температуры (начальные условия или временное краевое условие) и условия на границах (пространственные краевые условия, или граничные условия).

Перечисленные условия называются условиями однозначности, и задача, решаемая при помощи этих условий, носит название краевой.

Начальное условие определяется заданием закона распределения температуры внутри тела в начальный момент времени ($\tau = 0$), т. е.

$$t(x, y, z, 0) = t_0(x, y, z).$$

Если в начальный момент времени имеет место равномерное распределение температуры в заданном объеме тела, то

$$t(x, y, z, 0) = t_0 = \text{const.}$$

Граничные, или поверхностные, условия могут быть заданы следующими способами.

Граничное условие первого рода заключается в том, что задается закон изменения температуры на всей поверхности тела в функции времени:

$$t_n(\tau) = f(\tau),$$

где t_n — температура на поверхности тела.

В частном случае, если температура на поверхности с течением времени не меняется,

$$t_n(\tau) = \text{const.}$$

Граничные условия второго рода заключаются в задании плотности теплового потока для всей поверхности тела как функции времени, т. е.

$$q_n(\tau) = f(\tau).$$

Простейшим случаем граничного условия второго рода является постоянство плотности теплового потока:

$$q_n(\tau) = \text{const.}$$

Граничные условия третьего рода заключаются в задании температуры окружающей среды и закона теплообмена между поверхностью тела и окружающей средой:

$$\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_n + \alpha [t_n(\tau) - t_c] = 0,$$

где $\left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_n$ — проекция градиента температуры на направление нормали к площади

dF . Индекс «n» указывает, что температурный градиент относится к поверхности тела;

α — коэффициент теплообмена (конвективной теплоотдачи) в однородной среде, зависящий от разности температур поверхности тела $t_n(\tau)$ и среды (t_c), состояния поверхности и пр.

Граничные условия четвертого рода, рассмотренные А. В. Лыковым, соответствуют теплообмену между телом и окружающей средой согласно закону теплопроводности или теплообмену системам тел, находящихся между собой в тепловом контакте:

$$t_n(\tau) = [t_c(\tau)]_n,$$

$$-\lambda \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_n = -\lambda_c \left(\frac{\partial t}{\partial n} \right)_n,$$

где $t_n(\tau)$ — температура поверхности тела;
 $t_c(\tau)$ — температура среды.

В результате решения дифференциального уравнения теплопроводности должна быть найдена такая функция, которая одновременно удовлетворяла бы этому уравнению и определенным краевым условиям. Решение дифференциального уравнения теплопроводности Фурье может быть получено методами разделения переменных, операционным, интегральных уравнений, источников, конечных интегральных преобразований, вариационным, различными числовыми и другими методами.

Существенная роль в разработке методов решения уравнения теплопроводности принадлежит отечественной теплофизической школе А. В. Лыкова.

Методы решения задач нелинейной теплопроводности разрабатывались в нашей стране А. М. Айзенем, В. В. Ивановым и др. Наибольший интерес для расчетов печей имеют результаты, полученные А. М. Айзенем.

Большинство указанных решений задач нестационарной теплопроводности основано на решении дифференциального уравнения Фурье при определенных граничных условиях с использованием громоздкого математического аппарата и требует большой вычислительной работы по составлению вспомогательных расчетных кривых и таблиц. Это особенно справедливо в тех случаях, когда существенным оказывается распределение температур в теле, не подчиняющееся линейной зависимости. Кроме того, аналитические методы решения задач нестационарной теплопроводности часто предполагают постоянство теплофизических свойств (λ , c , a), и постоянство коэффициента теплоотдачи α к поверхности тела и их независимость от температуры тела. В действительности величины λ , c , a и α могут очень существенно изменяться во времени; это приводит иногда к значительным отклонениям результатов расчетов, выполненных с использованием классических методов, от данных практических наблюдений.

В ряде случаев решения дифференциального уравнения Фурье вообще не могут быть найдены классическими методами, например при нагреве многослойной стенки либо при несимметричном двустороннем нагреве тел и др. В таких случаях удовлетворительные результаты могут быть получены при использовании приближенных методов решения задач нестационарной теплопроводности. Из таких методов наибольшее распространение получил метод конечных разностей, впервые разработанный Е. Шмидтом (1924) и в дальнейшем получивший развитие в работах А. П. Ваничева (1946) и П. П. Юшкова (1958).

Ниже приводятся аналитические исследования температурного поля теста — хлеба в процессе выпечки при различных граничных условиях. Результаты исследований сопоставлены с экспериментальными данными, полученными при эксплуатации печей.

Решение уравнений теплопроводности для полуограниченного тела в условиях теплообмена между поверхностью куска теста — хлеба и средой рабочей камеры. Аналитическому исследованию температурного поля теста — хлеба при выпечке посвящены работы

А. С. Гинзбурга, В. О. Фогеля, А. А. Михелева и др. В этих работах изучалось, в частности, температурное поле в начальной фазе процесса выпечки, имеющей важное значение для качества хлеба и соответствующей первым 2—3 мин прогрева куска теста в печи. При этом с достаточной точностью можно считать, что температура в центре каравайя остается неизменной и равной нулю, если за начало отсчета принять температуру куска теста в момент посадки его в печь.

Предположение о постоянстве температуры в центре теста — хлеба в начальной стадии процесса выпечки позволило рассматривать тесто — хлеб как полуограниченное тело. Таким телом является бесконечно длинный стержень с идеальной изоляцией боковой поверхности, у которого при нагревании одного конца температура второго остается постоянной. Это позволяет при расчетах теплообмена в условиях выпечки пользоваться решениями уравнения теплопроводности для полуограниченного тела.

Не касаясь пока вопроса о нахождении температурного поля в тесте — хлебе в общем случае, т. е. для всего процесса выпечки, рассмотрим результаты, полученные отдельными авторами для начальной стадии процесса. Укажем при этом на прямую связь температуры поверхности каравайя с величиной теплового потока, падающего на его поверхность.

Если теплофизические характеристики теста — хлеба считать постоянными и не учитывать влияния массообмена, то одномерное дифференциальное уравнение теплопроводности может быть написано в таком виде:

$$\frac{\partial t(x, \tau)}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t(x, \tau)}{\partial x^2}. \quad (\text{II—1})$$

Краевые условия, соответствующие различным случаям теплообмена между поверхностью куска теста — хлеба и окружающей средой в пекарной камере, могут быть записаны в следующем виде.

1) Краевая задача при граничных условиях первого рода:

$$t(x, \tau) = 0 \text{ при } \tau = 0; \quad (\text{II—2})$$

$$t(x, \tau) = f(\tau) \text{ при } x = 0 \text{ (поверхность теста — хлеба);} \quad (\text{II—3})$$

$$t(x, \tau) \rightarrow 0 \text{ при } x \rightarrow \infty \text{ (центр теста — хлеба);} \quad (\text{II—4})$$

2) Краевая задача при граничных условиях второго рода:

$$t(x, \tau) = 0 \text{ при } \tau = 0; \quad (\text{II—5})$$

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial x} = q(\tau) \text{ при } x = 0; \quad (\text{II—6})$$

$$t(x, \tau) \rightarrow 0 \text{ при } x \rightarrow \infty. \quad (\text{II—7})$$

В формуле (II—6) $q(\tau)$ — переменная плотность потока тепла, переданного от поверхности нагрева и среды пекарной камеры и поглощенного поверхностью каравайя ($x=0$).

3) Краевая задача при граничных условиях третьего рода:

$$t(x, \tau) = 0 \text{ при } \tau = 0; \quad (\text{II—8})$$

$$\lambda \frac{\partial t}{\partial x} + \alpha [\varphi(\tau) - t(x, \tau)] = 0 \text{ при } x = 0; \quad (\text{II-9})$$

$$t(x, \tau) \rightarrow 0 \text{ при } x \rightarrow \infty. \quad (\text{II-10})$$

Здесь $\varphi(\tau)$ — переменная температура среды пекарной камеры.

Приведем решения уравнения (II-1) отдельно для каждого из трех граничных условий.

Решение при граничных условиях первого рода. Общее решение уравнения теплопроводности для случая, когда температура поверхности каравая есть произвольная функция времени $t(\tau)$, при начальной температуре $t_{нач} = 0$ имеет вид

$$\begin{aligned} t(x, \tau) &= \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_{\frac{x}{2\sqrt{a\tau}}}^{\infty} f\left(\tau - \frac{x^2}{4a\mu^2}\right) e^{-\mu^2} d\mu = \\ &= \frac{x}{2\sqrt{\pi a}} \int_0^{\tau} f(s) e^{-\frac{x^2}{4a(\tau-s)}} \frac{ds}{(\tau-s)^{3/2}} \text{ при } x > 0, \end{aligned} \quad (\text{II-11})$$

где x — ордината полуограниченного тела, в направлении которой изменяется температура;

μ и s — переменные, связанные между собой соотношением

$$\mu^2 = \frac{x^2}{4a(\tau-s)}.$$

Полезно привести некоторые частные случаи этого общего решения, соответствующие различным значениям функции $t=f(\tau)$.

При $t=f(\tau)=t_0=\text{const}$ из формулы (II-11) получаем

$$t(x, \tau) = t_0 \left[1 - \text{erf} \left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}} \right) \right]. \quad (\text{II-12})$$

Обозначим

$$\frac{x}{2\sqrt{a\tau}} = u,$$

функция ошибок Гаусса

$$\text{erf}(u) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^u e^{-u^2} du.$$

При $f(\tau) = t'_0 \tau$ (t'_0 — скорость изменения температуры поверхности; $t'_0 = f(\tau)$ при $\tau=1$), т.е. при линейном возрастании температуры поверхности каравая распределение температур в нем может быть записано в таком виде:

$$t(x, \tau) = t'_0 \tau \left\{ \left(1 + \frac{x^2}{2a\tau} \right) \left[1 - \text{erf} \left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}} \right) \right] - \frac{x}{\sqrt{\pi a\tau}} e^{-\frac{x^2}{4a\tau}} \right\}. \quad (\text{II-13})$$

При $f(\tau) = t_0' \tau^{1/2}$

$$t(x, \tau) = t_0' \tau^{1/2} \left\{ e^{-\frac{x^2}{4a\tau}} - \frac{x \sqrt{\pi}}{2 \sqrt{a\tau}} \left[1 - \operatorname{erf} \left(\frac{x}{2 \sqrt{a\tau}} \right) \right] \right\}. \quad (11-14)$$

Отметим, что изменение температуры поверхности каравая по закону $f(\tau) = t_0' \tau^{1/2}$ соответствует тому частному случаю, когда поверхность каравая поглощает тепловой поток постоянной мощности.

Пример. В печь поступает тестовая заготовка размерами $70 \times 120 \times 180$ мм с начальной температурой $t_{\text{нач}} = 30^\circ \text{C}$. Температура поверхности каравая изменяется по закону параболы. Следует определить температуру мякиша в центре и на расстоянии 0,01 м от поверхности через 1200 с (0,33 ч) после начала выпечки, если известно, что $t_0' = 3,46 \text{ K/c}^{1/2}$, а коэффициент теплопроводности $a = 1,67 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$. Температура поверхности к этому времени $t_0' \tau^{1/2} = 120^\circ \text{C}$.

Пользуясь выражением (11-14), находим избыточную температуру по сравнению с начальной при $x = \delta/2 = 0,035$ м:

$$t = 120 \left\{ e^{-\frac{0,035^2}{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}} - \frac{0,035 \sqrt{\pi}}{2 \sqrt{1,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}} \times \right. \\ \left. \times \left[1 - \operatorname{erf} \left(\frac{0,035}{2 \sqrt{1,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}} \right) \right] \right\} = 48^\circ \text{C}.$$

Приблизительная температура в центре каравая $t_{\text{ц}} = 48 + 30 = 78^\circ \text{C}$. При $x = 0,01$ м

$$t = 120 \left\{ e^{-\frac{0,01^2}{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}} - \frac{0,01 \sqrt{\pi}}{2 \sqrt{1,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}} \times \right. \\ \left. \times \left[1 - \operatorname{erf} \left(\frac{0,01}{2 \sqrt{1,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}} \right) \right] \right\} = 59^\circ \text{C}.$$

На глубине 10 мм температура мякиша $t_{10} = 59 + 30 = 89^\circ \text{C}$.

Решение при граничных условиях второго рода. Общее решение уравнения теплопроводности в этом случае для произвольной функции $q(\tau)$, описывающей плотность теплового потока, падающего на поверхность каравая в рабочей камере печи, может быть записано так [10]:

$$t(x, \tau) = \frac{\sqrt{a}}{\lambda \sqrt{\pi}} \int_0^\tau q(\tau - \mu) e^{-\frac{x^2}{4a\mu}} \frac{d\mu}{\sqrt{\mu}} = \\ = \frac{\sqrt{a}}{\lambda \sqrt{\pi}} \int_0^\tau q(s) e^{-\frac{x^2}{4a(\tau-s)}} \frac{ds}{\sqrt{\tau-s}}. \quad (11-15)$$

$$* t_0' = 3,46 \text{ K/c}^{1/2} = \frac{210 \text{ K/q}^{1/2}}{\sqrt{3600 \text{ c/q}}}$$

$$\lambda \frac{\partial t}{\partial x} + \alpha [\varphi(\tau) - t(x, \tau)] = 0 \text{ при } x = 0; \quad (\text{II-9})$$

$$t(x, \tau) \rightarrow 0 \text{ при } x \rightarrow \infty. \quad (\text{II-10})$$

Здесь $\varphi(\tau)$ — переменная температура среды пекарной камеры.

Приведем решения уравнения (II-1) отдельно для каждого из трех граничных условий.

Решение при граничных условиях первого рода. Общее решение уравнения теплопроводности для случая, когда температура поверхности каравая есть произвольная функция времени $t(\tau)$, при начальной температуре $t_{нач} = 0$ имеет вид

$$\begin{aligned} t(x, \tau) &= \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_{\frac{x}{2\sqrt{a\tau}}}^{\infty} f\left(\tau - \frac{x^2}{4a\mu^2}\right) e^{-\mu^2} d\mu = \\ &= \frac{x}{2\sqrt{\pi a}} \int_0^{\tau} f(s) e^{-\frac{x^2}{4a(\tau-s)}} \frac{ds}{(\tau-s)^{3/2}} \text{ при } x > 0, \end{aligned} \quad (\text{II-11})$$

где x — ордината полуограниченного тела, в направлении которой изменяется температура;

μ и s — переменные, связанные между собой соотношением

$$\mu^2 = \frac{x^2}{4a(\tau-s)}.$$

Полезно привести некоторые частные случаи этого общего решения, соответствующие различным значениям функции $t=f(\tau)$.

При $t=f(\tau)=t_0=\text{const}$ из формулы (II-11) получаем

$$t(x, \tau) = t_0 \left[1 - \text{erf} \left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}} \right) \right]. \quad (\text{II-12})$$

Обозначим

$$\frac{x}{2\sqrt{a\tau}} = u,$$

функция ошибок Гаусса

$$\text{erf}(u) = \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^u e^{-u^2} du.$$

При $f(\tau) = t'_0 \tau$ (t'_0 — скорость изменения температуры поверхности; $t'_0 = f'(\tau)$ при $\tau=1$), т.е. при линейном возрастании температуры поверхности каравая распределение температур в нем может быть записано в таком виде:

$$t(x, \tau) = t'_0 \tau \left\{ \left(1 + \frac{x^2}{2a\tau} \right) \left[1 - \text{erf} \left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}} \right) \right] - \frac{x}{\sqrt{\pi a \tau}} e^{-\frac{x^2}{4a\tau}} \right\}. \quad (\text{II-13})$$

При $f(\tau) = t_0' \tau^{1/2}$

$$t(x, \tau) = t_0' \tau^{1/2} \left\{ e^{-\frac{x^2}{4a\tau}} - \frac{x\sqrt{\pi}}{2\sqrt{a\tau}} \left[1 - \operatorname{erf}\left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}}\right) \right] \right\}, \quad (II-14)$$

Отметим, что изменение температуры поверхности каравая по закону $f(\tau) = t_0' \tau^{1/2}$ соответствует тому частному случаю, когда поверхность каравая поглощает тепловой поток постоянной мощности.

Пример. В печь поступает тестовая заготовка размерами $70 \times 120 \times 180$ мм с начальной температурой $t_{нач} = 30^\circ \text{C}$. Температура поверхности каравая изменяется по закону параболы. Следует определить температуру мякиша в центре и на расстоянии $0,01$ м от поверхности через 1200 с ($0,33$ ч) после начала выпечки, если известно, что $t_0' = 3,46 \text{ K/c}^{1/2}$, а коэффициент температуропроводности $a = 1,67 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$. Температура поверхности к этому времени $t_0' \tau^{1/2} = 120^\circ \text{C}$.

Пользуясь выражением (II-14), находим избыточную температуру по сравнению с начальной при $x = \delta/2 = 0,035$ м:

$$t = 120 \left\{ e^{-\frac{0,035^2}{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}} - \frac{0,035 \sqrt{\pi}}{2 \sqrt{1,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}} \times \right. \\ \left. \times \left[1 - \operatorname{erf}\left(\frac{0,035}{2 \sqrt{1,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}}\right) \right] \right\} = 48^\circ \text{C}.$$

Приблизительная температура в центре каравая $t_d = 48 + 30 = 78^\circ \text{C}$. При $x = 0,01$ м

$$t = 120 \left\{ e^{-\frac{0,01^2}{4 \cdot 1,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}} - \frac{0,01 \sqrt{\pi}}{2 \sqrt{1,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}} \times \right. \\ \left. \times \left[1 - \operatorname{erf}\left(\frac{0,01}{2 \sqrt{1,67 \cdot 10^{-7} \cdot 1200}}\right) \right] \right\} = 59^\circ \text{C}.$$

На глубине 10 мм температура мякиша $t_{10} = 59 + 30 = 89^\circ \text{C}$.

Решение при граничных условиях второго рода. Общее решение уравнения теплопроводности в этом случае для произвольной функции $q(\tau)$, описывающей плотность теплового потока, падающего на поверхность каравая в рабочей камере печи, может быть записано так [10]:

$$t(x, \tau) = \frac{\sqrt{a}}{\lambda \sqrt{\pi}} \int_0^\tau q(\tau - \mu) e^{-\frac{x^2}{4a\mu}} \frac{d\mu}{\sqrt{\mu}} = \\ = \frac{\sqrt{a}}{\lambda \sqrt{\pi}} \int_0^\tau q(s) e^{-\frac{x^2}{4a(\tau-s)}} \frac{ds}{\sqrt{\tau-s}}, \quad (II-15)$$

$$t_0' = 3,46 \text{ K/c}^{1/2} = \frac{210 \text{ K/q}^{1/2}}{\sqrt{3600 \text{ c/q}}}$$

Прежде чем перейти к изложению частных случаев, соответствующих различным конкретным функциям для теплового потока, приведем важную для расчета печей общую формулу, характеризующую зависимость температуры поверхности каравая от плотности падающего на него теплового потока. Из формулы (II—15) при $x=0$ (на поверхности хлеба) получаем

$$t|_{x=0} = \frac{\sqrt{a}}{\lambda \sqrt{\pi}} \int_0^{\tau} q(s) \frac{ds}{\sqrt{\tau-s}}, \quad (\text{II—16})$$

где $t|_{x=0}$ — температура поверхности хлеба в процессе выпечки;

q_s — переменная плотность потока тепла, поглощенного поверхностью каравая.

Как известно, величина $q(\tau)$ имеет решающее значение для расчета количества тепла, израсходованного на выпечку хлеба.

Из формулы (II—16) видно, что по температуре поверхности хлеба, определенной экспериментально, можно определить плотность потока тепла $q(\tau)$.

Температуру можно измерять не на поверхности каравая, а в точке $x=x_1$, лежащей на некоторой глубине от поверхности. Затем можно рассчитать температуру поверхности.

Из формулы (II—16) получаем следующие выражения для избыточной температуры поверхности хлеба при различных значениях падающего теплового потока $q(\tau)$. Так, если поток $q(\tau) = q_0 = \text{const}$, то

$$t|_{x=0} = \frac{2q_0}{\lambda} \sqrt{\frac{a}{\pi}} \sqrt{\tau}. \quad (\text{II—17})$$

Этот практически важный случай детально рассмотрен А. С. Гинзбургом.

Если тепловой поток задан в виде $q(\tau) = q_0 \tau^{1/2}$, то температура поверхности хлеба

$$t|_{x=0} = \frac{\sqrt{a\pi}}{2\lambda} q_0 \tau. \quad (\text{II—18})$$

При $q(\tau) = q_0 \tau$

$$t|_{x=0} = \frac{4}{3} \cdot \frac{q_0}{\lambda} \sqrt{\frac{a}{\pi}} \tau^{3/2}. \quad (\text{II—19})$$

Если $q(\tau) = q_0 \tau^2$, то температура поверхности хлеба изменяется по такому закону:

$$t|_{x=0} = \frac{16q_0}{15\lambda} \sqrt{\frac{a}{\pi}} \tau^{5/2}. \quad (\text{II—20})$$

Решение при граничных условиях третьего рода. Общее решение уравнения теплопроводности для этих условий, когда температура среды пекарной камеры является произвольной функцией времени $\varphi(\tau)$, имеет вид

$$t(x, \tau) = \int_0^{\tau} \varphi(\tau - \vartheta) \left[H \sqrt{\frac{a}{\pi \vartheta}} \exp\left(-\frac{x^2}{4a\vartheta}\right) - aH^2 \exp(Hx + aH^2 \vartheta) \operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{a\vartheta}} + H\sqrt{a\vartheta}\right) \right] d\vartheta, \quad (\text{II-21})$$

где $H = \frac{\alpha}{\lambda}$ — относительный коэффициент теплообмена.

Для температуры поверхности хлеба при $x=0$

$$t(0, \tau) = \int_0^{\tau} \varphi(\tau - \vartheta) \left[H \sqrt{\frac{a}{\pi \vartheta}} - aH^2 \exp(aH^2 \vartheta) \times \operatorname{erfc}(H\sqrt{a\vartheta}) \right] d\vartheta. \quad (\text{II-22})$$

Рассмотрим частный случай. Так, если $\varphi(\tau) = t_c = \text{const}$, то из формулы (II-22) получаем

$$t(x, \tau) = t_c \left[\operatorname{erfc} \frac{x}{2\sqrt{a\tau}} - \exp(Hx + aH^2 \tau) \operatorname{erfc}\left(\frac{x}{2\sqrt{a\tau}} + H\sqrt{a\tau}\right) \right], \quad (\text{II-23})$$

где t_c — температура среды.

Отсюда получаем следующую зависимость для температуры поверхности хлеба ($x=0$):

$$t(0, \tau) = t_c [1 - \exp(aH^2 \tau) \operatorname{erfc}(H\sqrt{a\tau})], \quad (\text{II-24})$$

$$\text{где } \operatorname{erfc} u = 1 - \operatorname{erf} u = 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^u e^{-u^2} du.$$

Пример. Определить температуру поверхности тестовой заготовки через $\tau = 1200$ с после начала выпечки. Известно, что $H = \alpha/\lambda = 47,2 \text{ м}^{-1}$; температура среды пекарной камеры $t_c = 200^\circ \text{C}$, коэффициент температуропроводности $a = 16 \cdot 10^{-8} \text{ м}^2/\text{с}$, начальная температура тестовой заготовки при посадке $t_{\text{нач}} = 30^\circ \text{C}$.

По формуле (II-24) находим температуру поверхности хлеба:

$$t = 200 \left[1 - e^{16 \cdot 10^{-8} \cdot 47,2^2 \cdot 1200} \operatorname{erfc}(47,2 \sqrt{16 \cdot 10^{-8} \cdot 1200}) \right] = 89^\circ \text{C}.$$

Температура поверхности

$$t_{\text{п}} = t + t_{\text{нач}} = 89 + 30 = 119^\circ \text{C}.$$

Как отмечалось выше, все решения справедливы только для начальной стадии процесса выпечки. В той или иной форме они могут быть использованы для расчета температурного поля в выпекаемом изделии, выяснения характера изменения температуры поверхности корки хлеба и расчета плотности тепловых потоков в первые минуты выпечки. Особое значение для расчетов, связанных с началом выпечки, имеют общие формулы (II-15) и (II-16), которые могут быть применены и в несколько более широкой области.

Решение при граничных условиях четвертого рода. Предположения, которые были сделаны ранее, не могут быть использованы для всего процесса выпечки, так как кусок теста — хлеба в течение всего процесса выпечки нельзя рассматривать как полуограниченное тело и само тело нельзя считать однородным.

Корка и мякиш имеют различные теплофизические характеристики,

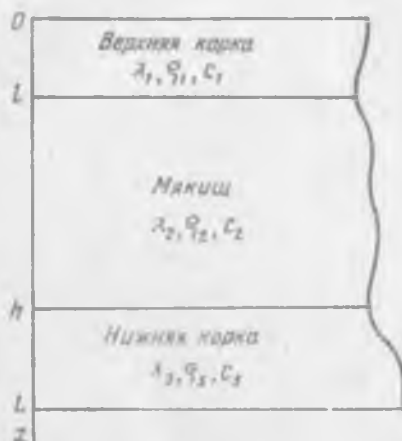


Рис. II—2. Схема расположения верхней корки, мякиша и нижней корки

поэтому можно принять, что выпекаемый хлеб представляет собой систему трех тел, находящихся в тепловом контакте. Эта система с известным приближением может рассматриваться как система трех пластин корка — мякиш — корка (рис. II—2).

Для решения уравнения теплопроводности при граничных условиях четвертого рода принимаем, что толщина корки и мякиша не меняется. (В действительности толщина корки в процессе выпечки хотя и незначительно, но все же увеличивается вследствие постепенного перемещения зоны испарения к центру на стыке корки и мякиша. Так как толщина корки невелика по сравнению с толщиной мякиша, это допущение практически может быть оправдано.) Существенно то, что

теплофизические характеристики мякиша (λ , c , ρ) значительно отличаются от теплофизических свойств корок. Это различие оказывает существенное влияние на распределение температуры в тесте — хлебе при выпечке. Поэтому прогрев его должен рассматриваться как задача о прогревании системы трех материалов с различными теплофизическими характеристиками.

Теплофизические характеристики верхней и нижней корок, хотя и несколько различаются, в дальнейших расчетах принимаются одинаковыми. Температура поверхности верхней и нижней корок принимается как функция времени $\varphi_1(\tau)$ и $\varphi_3(\tau)$. Вид этих функций определяется из эксперимента. Практически они различны, так как условия теплообмена для нижней корки хлеба (например, лежащей на керамическом поду) значительно отличаются от условий теплообмена для верхней корки. Это обстоятельство усложняет рассматриваемую задачу, так как делает ее несимметричной.

Выпечка — комплекс сложных теплофизических, коллоидных и химических процессов. Учесть многообразие явлений очень трудно. Поэтому следует выделить лишь главные из них, оказывающие существенное влияние на температурное поле. К таким процессам прежде всего необходимо отнести испарение влаги на стыке корки и мякиша, а также фильтрацию пара из зоны испарения на стыках

через корки. Так как температура пара ниже температуры корки, то пар является как бы отрицательным источником тепла для корки. Для учета этого обстоятельства в дифференциальное уравнение теплопроводности для корки вводят источники тепла, являющиеся функцией времени и координат, а именно φ_{11} и φ_{33} . В зоне мякиша также действует источник тепла φ_{22} , обусловленный термовлагопроводностью и перемещением жидкости из зон испарения к центру мякиша под действием градиента температуры. Этот источник особенно интенсивен в первый период выпечки. Для распределения температуры во второй период выпечки при расчетах можно принять, что этот источник равен нулю, и исключить соответствующие члены из решения.

Величина источника тепла, действующего в зоне мякиша, может быть оценена по коэффициентам термовлагопроводности теста, найденным экспериментально [3], и по энтальпии влаги, перемещающейся к центру. Так как роль последнего фактора не очень значительна, то в расчетах действием этого источника можно пренебречь. В аналитическом решении мы учитываем этот источник для сохранения общности математического описания процесса.

Источник тепла в корке может быть приближенно определен по количеству испаренной влаги (упек) в процессе выпечки. В частности, в первом приближении его можно считать постоянной величиной, т. е. считать, что влага испаряется равномерно (в единицу времени с единицы поверхности в течение всего процесса выпечки).

Граничные условия [см. уравнения (II—30) — (II—33)] для поверхности испарения на границе раздела корки и мякиша даны в общем виде. Они являются общими граничными условиями четвертого рода.

Тепловой поток, подводимый из одной среды (корки), не полностью передается другой среде (мякишу). Он расходуется частично на границе раздела главным образом на испарение и на эндотермические и экзотермические процессы, происходящие при выпечке. Однако, как показал А. С. Гинзбург, процесс испарения здесь является главным; другие тепловые процессы в основном компенсируют друг друга [3]. Это замечание относится и к источнику тепла, действующему в зоне мякиша.

Для математического описания процесса и решения задачи учет и этих факторов не усложняет задачу, так как под функциями источников φ_{11} , φ_{22} и φ_{33} можно понимать сумму нескольких функций, каждая из которых учитывает тот или иной физический процесс. Математическая формулировка задачи представляется так. Нужно найти решение системы уравнений (см. рис. II—2):

$$c_1 \rho_1 \frac{\partial t_1}{\partial \tau} = \lambda_1 \frac{\partial^2 t_1}{\partial x^2} + \varphi_{11}(x, \tau), \quad 0 < x < l \quad (\text{II—25})$$

$$c_2 \rho_2 \frac{\partial t_2}{\partial \tau} = \lambda_2 \frac{\partial^2 t_2}{\partial x^2} + \varphi_{22}(x, \tau), \quad \tau > 0 \quad l < x < h \quad (\text{II—26})$$

$$c_3 \rho_3 \frac{\partial t_3}{\partial \tau} = \lambda_3 \frac{\partial^2 t_3}{\partial x^2} + \varphi_{33}(x, \tau), \quad h < x < L \quad (\text{II—27})$$

при краевых условиях

$$t_1(x, \tau) = t_2(x, \tau) = t_3(x, \tau) = f(x) \text{ при } \tau = 0;$$

$$t_1(x, \tau) = \psi_1(\tau) \text{ при } x = 0; \quad (\text{II-28})$$

$$t_2(x, \tau) = \psi_2(\tau) \text{ при } x = L; \quad (\text{II-29})$$

$$t_1(x, \tau) = t_2(x, \tau), \quad (\text{II-30})$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_1 \frac{\partial t_1}{\partial x} - \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial x} &= u_1(\tau); \end{aligned} \right\} \text{ при } x = l \quad (\text{II-31})$$

$$t_2(x, \tau) = t_3(x, \tau), \quad (\text{II-32})$$

$$\left. \begin{aligned} \lambda_3 \frac{\partial t_3}{\partial x} - \lambda_2 \frac{\partial t_2}{\partial x} &= u_2(\tau). \end{aligned} \right\} \text{ при } x = h \quad (\text{II-33})$$

Числовое интегрирование системы дифференциальных уравнений (II-25) — (II-27), описывающих процесс при заданных краевых условиях, было проведено на гидроинтеграторе системы Лукьянова.

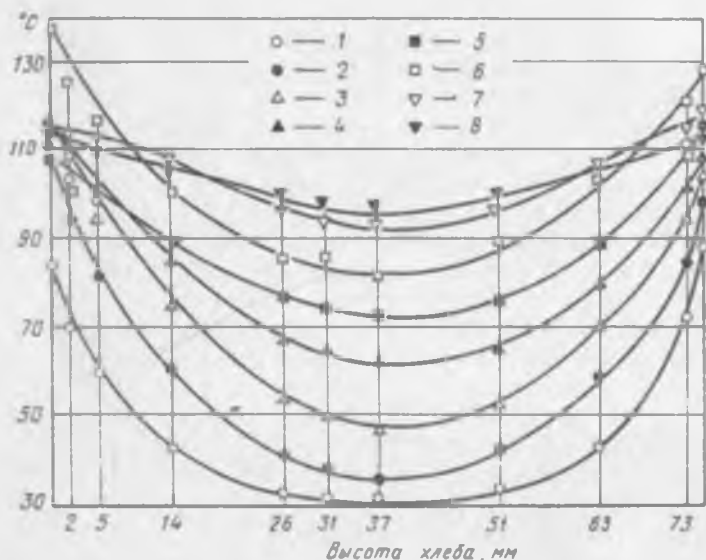


Рис. II-3. Температурные поля теста — хлеба при выпечке, полученные на ЭВМ «Минск-1» (кривые), и экспериментальные данные, записанные на электронном потенциометре (экспериментальные точки 1—8):

точки 1—8 соответствуют времени от начала выпечки $\tau = 6, 12, 18, 24, 30, 36, 42$ и 45 мин

В дальнейшем В. П. Дущенко и В. С. Дровозюк [5] для решения этой задачи использовали метод прямоугольных сеток. Вычисления были выполнены на ЭВМ «Минск-1».

На рис. II-3 приведены опытные и расчетные зависимости, характеризующие кинетику температурного поля. Видно, что эти зависимости достаточно близки.

Таким образом, можно считать, что система дифференциальных уравнений (II—25) — (II—27) при заданных краевых условиях хорошо описывает процесс выпечки и может быть положена в основу расчетов внутреннего теплообмена в рабочей камере печи.

В последнее время появились методы решения краевой задачи (II—25) — (II—33), основанные на сведении исходной системы уравнений к интегральным уравнениям типа Вольтерра. Удобство такой процедуры обуславливается простотой дальнейшего применения ЭВМ, так как система интегральных уравнений Вольтерра аппроксимируется системой линейных алгебраических уравнений, для решения которой существуют стандартные программы.

Решение уравнения теплопроводности для пластины. Предположение о тепловом режиме заготовки как полуограниченного тела не может быть справедливым для процесса выпечки в целом. Заготовка в общем случае является неоднородным телом и для правильного определения температурного поля необходимо рассматривать теплопроводность через трехслойную пластину (последнее допущение является, конечно, также идеализацией реальной еще более сложной тепловой задачи). Нестационарная теплопроводность через трехслойную пластину при граничных условиях четвертого рода была рассмотрена выше, здесь же рассматривается вспомогательная задача определения нестационарного температурного поля в пластине.

Решение при граничных условиях первого рода. Математическая формулировка задачи в этом случае имеет вид

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}; \quad (\text{II—34})$$

$$t(x, 0) = f(x); \quad (\text{II—35})$$

$$t(0, \tau) = \psi_1(\tau); \quad (\text{II—35})'$$

$$t(\tau, \delta) = \psi_2(\tau), \quad (\text{II—35})''$$

где δ — толщина пластины;

$\psi_1(\tau)$, $\psi_2(\tau)$ — заданные законы изменения температуры на внешней и внутренней поверхности пластины;

$f(x)$ — начальное распределение температуры.

Решение задачи теплопроводности согласно [13] имеет вид:

$$t(x, \tau) = \sum_{n=1}^{\infty} t_n(\tau) \sin \frac{n\pi x}{\delta}, \quad (\text{II—36})$$

$$\text{где } t_n(\tau) = e^{-\left(\frac{n\pi}{\delta}\right)^2 a \tau} \left[c_n + \frac{2n\pi a}{\delta^2} \int_0^{\tau} e^{-\left(\frac{n\pi}{\delta}\right)^2 a z} \times \right. \\ \left. \times [\psi_1(z) - (-1)^n \psi_2(z)] dz \right]; \quad (\text{II—37})$$

$$c_n = \frac{2}{\delta} \int_0^{\delta} f(x) \sin \frac{n\pi x}{\delta} dx. \quad (\text{II—38})$$

В частном случае, когда температура наружных сторон пластины поддерживается постоянной, т. е.

$$\psi_1(\tau) = t_1, \quad \psi_2(\tau) = t_2.$$

имеем после преобразований

$$t(x, \tau) = t_2 + (t_1 - t_2) \frac{x}{\delta} + \frac{2}{\pi} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n t_2 - t_1}{n} e^{-\left(\frac{n\pi}{\delta}\right)^2 a\tau} \sin \frac{n\pi x}{\delta} + \\ + \frac{2}{\delta} \sum_{n=1}^{\infty} e^{-\left(\frac{n\pi}{\delta}\right)^2 a\tau} \sin \frac{n\pi x}{\delta} \int_0^{\delta} \varphi(x) \sin \frac{n\pi x}{\delta} dx. \quad (\text{II-39})$$

Решение при граничных условиях второго рода. Ограничимся случаем, когда пластина с обеих сторон нагревается постоянным тепловым потоком интенсивностью q_0 . В начальный момент температура пластины постоянна и равна T_0 .

Формулировка задачи приводит к следующему уравнению и краевым условиям:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}; \quad (\text{II-40})$$

$$-\frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{q_0}{\lambda} = 0 \big|_{x=\delta}; \quad (\text{II-41})$$

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} + \frac{q_0}{\lambda} = 0 \big|_{x=-\delta}; \quad (\text{II-42})$$

$$t(x, 0) = T_0. \quad (\text{II-43})$$

Здесь для удобства толщина пластины обозначена через 2δ . Задача (II-40) — (II-43) эквивалентна в силу симметрии задаче с граничными условиями:

$$t(x, 0) = T_0; \quad (\text{II-44})$$

$$-\frac{\partial t}{\partial x} + \frac{q_0}{\lambda} \bigg|_{x=\delta} = 0; \quad (\text{II-45})$$

$$\frac{\partial t(0, \tau)}{\partial x} = 0. \quad (\text{II-46})$$

Отметим, что эта задача соответствует тому случаю, когда через одну поверхность пластины толщиной δ подается постоянный тепловой поток q_0 , а другая — теплоизолирована.

Решение задачи (II-40) — (II-43) имеет вид

$$t(x, \tau) = T_0 + \frac{q_0}{\lambda} \left[\frac{a\tau}{\delta} - \frac{\delta^2 - 3x^2}{6\delta} + \delta \sum_{n=1}^{\infty} (-1)^{n+1} \times \right. \\ \left. \times \frac{2}{\mu_n^2} \cos \mu_n \frac{x}{\delta} e^{-\mu_n^2 \text{Fo}} \right], \quad (\text{II-47})$$

где $\mu_n = n\pi$ — характеристические числа;

$\text{Fo} = \frac{a\tau}{\delta^2}$ — число Фурье.

Решение при граничных условиях третьего рода. Положим, пластина толщиной 2δ помещена в среду с постоянной температурой T_0 и с начальным равномерным распределением температуры по толщине T_0 . Теплообмен между пластиной и средой происходит по закону Ньютона. Математическая формулировка задачи имеет вид:

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \frac{\partial^2 t}{\partial x^2}; \quad (II-48)$$

$$t(x, 0) = T_0; \quad (II-49)$$

$$-\lambda \frac{\partial t}{\partial x} + \alpha (T_0 - t)|_{x=\delta} = 0; \quad (II-50)$$

$$\lambda \frac{\partial t}{\partial x} + \alpha (T_0 - t)|_{x=-\delta} = 0. \quad (II-51)$$

Решение этой задачи имеет вид [7]

$$\theta = \frac{t(x, \tau) - T_0}{T_0 - T_0} = 1 - \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos \mu_n \frac{x}{\delta} \exp(-\mu_n^2 Fo), \quad (II-52)$$

где θ — избыточная безразмерная температура;
 μ_n — корни трансцендентного уравнения

$$\operatorname{ctg} \mu = \frac{1}{Bi} \mu; \quad (II-53)$$

$Bi = \frac{\alpha \delta}{\lambda}$ — критерий Био;

$$A_n = \frac{2 \sin \mu_n}{\mu_n + \sin \mu_n \cos \mu_n}; \quad (II-54)$$

$Fo = \frac{a\tau}{\delta^2}$ — критерий Фурье.

Для облегчения пользования формулой (II-52) составлены таблицы числовых значений коэффициентов A_n в зависимости от критерия Био [7].

Тепловой поток на поверхности теста — хлеба при выпечке

Для построения теоретической кривой, характеризующей кинетику теплового потока $q(\tau)$, падающего на поверхность, необходимо предварительно экспериментально определить температуру поверхности теста — хлеба при различных режимах в начальной стадии выпечки ($\tau = 180$ с).

Опыты проводили в электрической лабораторной печи, в которой выпекали тестовые заготовки массой по 500 г при постоянном (без увлажнения среды паром), нарастающем и падающем (при увлажнении среды паром) тепловых потоках на поверхности [10].

На рис. II-4 приведены характерные кривые изменения температуры поверхности теста в начальной стадии процесса выпечки,

когда тестовая заготовка может рассматриваться как полуграни-
ченное тело. Эти кривые приближенно могут быть описаны степен-
ной зависимостью вида

$$t|_{x=0} = t_1 \tau^m, \quad (II-55)$$

где $t|_{x=0} = t_1$ при $\tau = 1$.

Тепловой поток на поверхности теста при выпечке может быть
определен путем решения интегрального уравнения Абеля [10],
имеющего вид

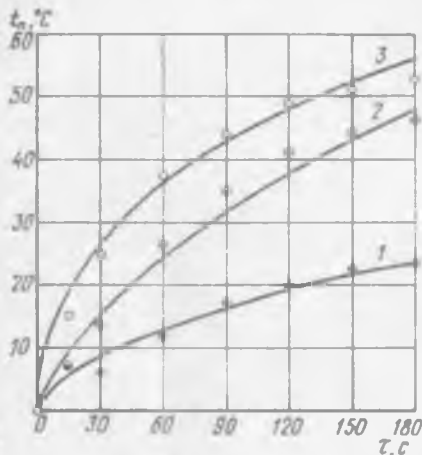


Рис. II—4. Кривые температуры по-
верхности тестовой заготовки при ув-
лажнении в начальной стадии про-
цесса выпечки (180 с) при постоян-
ном (1), нарастающем (2) и падаю-
щем (3) тепловых потоках на по-
верхности

$$t'|_{x=0} = \int_{\tau_1}^{\tau} q(s) \frac{ds}{(\tau-s)^{\alpha}}, \quad (II-56)$$

где τ и α — постоянные; $0 < \alpha < 1$.

При сопоставлении уравнений
(II—56) и (II—16) видно, что по-
следнее представляет собой ин-
тегральное уравнение Абеля,
в котором

$$t'|_{x=0} = \frac{\lambda \sqrt{\pi}}{\sqrt{a}} t|_{x=0}, \quad \tau_1 = 0$$

$$\text{и } \alpha = \frac{1}{2}.$$

Решение этого уравнения при
условии (II—55) имеет вид

$$q(\tau) = \frac{\lambda t_1}{\sqrt{a}} \cdot \frac{\Gamma(m+1)}{\Gamma(m+0,5)} \tau^{m-0,5}, \quad (II-57)$$

где $\Gamma(m)$ — гамма-функция

$$\Gamma(z) = \int_0^{\infty} e^{-x} x^{z-1} dx. \quad (II-58)$$

Гамма-функция табулирована.

Из уравнения (II—57) следует, что при $m > 0,5$ интенсивность
теплого потока на поверхности тестовой заготовки растет; при
 $m = 0,5$ она постоянна и при $m < 0,5$ уменьшается.

Для непосредственного измерения интенсивности тепловых по-
токов, поглощаемых поверхностью хлеба в процессе выпечки,
в Отраслевой лаборатории по хлебопекарным и кондитерским пе-
чам КТИППа использовали слонистый датчик, разработанный ла-
бораторией методов тепловых измерений Института технической
теплофизики АН УССР [6].

Датчик (рис. II—5) состоит из 2000 элементарных датчиков; его наклеивают на поверхность выпекаемых изделий, с которыми датчик проходит весь путь в печи. Гибким медным кабелем он сое-

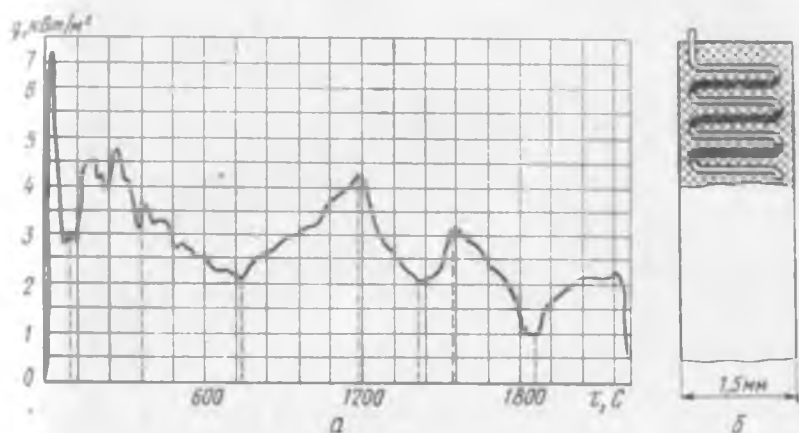


Рис. II—5. Кинетика теплового потока, поглощаемого поверхностью тестовой заготовки в печи БН-50 (а), записанная слонстым датчиком, и его схема (б)

динен с самопишущим потенциометром. На рис. II—5, а приведена зависимость, характеризующая тепловые потоки при выпечке хлеба в печи БН-50, записанная этим устройством.

3. КОНВЕКТИВНЫЙ ТЕПЛОБМЕН

Основные закономерности конвективного теплообмена

В движущихся жидкостях теплообмен происходит путем переноса тепла движущимися частицами газа или жидкости (молярный теплообмен), а также путем теплопроводности через слой газа или жидкости, прилегающей к поверхности твердого тела (молекулярный теплообмен через пограничный слой).

Для расчета теплоотдачи конвекцией в условиях установившегося теплового состояния используется формула Ньютона:

$$Q = \alpha_{\text{конв}} (t_1 - t_2) H, \quad (\text{II—59})$$

где Q — количество тепла, переданное в единицу времени конвекцией от газа или жидкости к стенке (или наоборот), Вт;

$\alpha_{\text{конв}}$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией, Вт/(м²·К);

t_1 — температура среды (газа или жидкости), °С;

t_2 — температура поверхности стенки, °С;

H — поверхность теплообмена, м².

Конвекция происходит только в газах и жидкостях. Передача теплоты конвекцией всегда сопровождается теплопроводностью через пограничный слой, в котором проявляются вязкие свойства жидкости или газа. Совместный процесс конвекции и теплопроводности называется конвективным теплообменом.

Основной задачей исследования процесса конвективного теплообмена является определение коэффициента теплоотдачи $\alpha_{\text{конв}}$.

Теплоотдача конвекцией зависит главным образом от характера движения газа или жидкости. Известны следующие случаи движения:

а) вынужденное ламинарное (слоистое) течение, когда движение жидкости совершается по параллельным линиям и отдельные струи не перемешиваются между собой;

б) вынужденное турбулентное (вихревое) течение, при котором скорость в каждой фиксированной точке не остается постоянной, а колеблется в определенных пределах; при этом возникает беспорядочное перемешивающее движение, действующее и в направлении, перпендикулярном основному потоку;

в) свободное (естественное) движение исключительно под действием разности плотностей, обусловленной неравномерностью нагрева жидкости;

г) смешанное движение, когда одновременно имеют место различные виды движения.

Коэффициенты теплоотдачи конвекцией наиболее надежно определять экспериментально с использованием при обработке опытных данных теории подобия. Такое определение сводится к моделированию различных характерных случаев конвективного теплообмена, и затем полученные экспериментальные данные выражают в виде критериальных уравнений. Эти уравнения могут быть распространены на все подобные явления теплообмена.

Критериальные уравнения конвективного теплообмена представляются в следующем виде:

$$Nu = f(Fo, Re, Pr, Gr),$$

где Nu, Fo, Re, Pr, Gr — соответственно критерии Нуссельта, Фурье, Рейнольдса, Прандтля, Грасгофа.

При вынужденном стационарном движении из определяющих критериев выпадает критерий Fo и можно пренебречь влиянием естественного движения, т. е. критерием Gr , тогда критериальное уравнение упрощается

$$Nu = f(Re, Pr).$$

При естественном стационарном движении газов из числа определяющих выпадают критерии Re и Fo , тогда критериальное уравнение принимает вид

$$Nu = f(Gr, Pr).$$

Для газов, молекулы которых содержат одинаковое число атомов, критерии Прандтля имеют одинаковые значения, уравнения теплообмена могут быть представлены в таком виде:

при вынужденном движении

$$Nu = f(Re);$$

при естественном движении

$$Nu = f(Gr).$$

Обычно критериальные уравнения представляют в виде степенных зависимостей:

$$Nu = C Re^n,$$

где $C = \text{const.}$

После логарифмирования это выражение принимает вид уравнения прямой линии:

$$\lg Nu = \lg C + n \lg Re.$$

Экспериментальные данные обычно обрабатывают в логарифмическом виде путем вычисления значений $\lg Nu$ при соответствующих значениях $\lg Re$. Затем эти значения наносят на график в виде отдельных точек. Через точки проводят прямую линию и определяют значения C и n . Для упрощения обработки результатов опытов удобно проводить на логарифмической бумаге, откладывая по оси ординат значения Nu и по оси абсцисс — значения Re . Если опытные данные не располагаются на прямой, то строят ломаную линию. Для отдельных участков в этом случае C и n будут иметь различные значения.

Если критериальное уравнение содержит более двух критериев, то на графике получают семейство прямых для различных значений третьего критерия (например, для критерия Pr) и соответствующие значения для C и n .

При продольном омывании поверхностей нагрева коэффициент теплоотдачи зависит от режима течения и природы среды (дым, газы, воздух, вода, пар).

Переход от ламинарного режима в трубах к турбулентному происходит при $Re \approx 2,3 \cdot 10^3$, но при некоторых условиях переходная область может затягиваться до значений $Re = 6 \cdot 10^3$ и выше. Однако такой режим движения является неустойчивым и при малейшем возмущении потока переходит в турбулентный.

Ниже приводятся формулы для наиболее важных случаев теплообмена конвекцией в хлебопекарных и кондитерских печах.

При естественном движении газа в неограниченном пространстве, например при теплообмене конвекцией между наружной поверхностью печи и окружающим воздухом, теплоотдача рассчитывается по формуле

$$Nu = C (Gr Pr)^n, \quad (II-60)$$

где f — индекс, указывающий, что определяющей температурой является среднearифметическая температура газа и поверхности тела;

C и n принимаются в зависимости от произведения $Gr Pr$:

$Gr Pr$	$1 \cdot 10^3 - 5 \cdot 10^3$	$5 \cdot 10^3 - 2 \cdot 10^7$	$2 \cdot 10^7 - 1 \cdot 10^{13}$
C	1,18	0,54	0,135
n	0,125	0,25	0,33

При обтекании трубы и шара характерный размер l принимается равным их внешнему диаметру d ; при обтекании вертикальных плит l принимается равным длине по направлению движения; при горизонтальных плитах l принимается равным меньшей стороне плиты.

Если теплоотдающая поверхность обращена кверху, полученное из формулы (II-60) значение увеличивают на 30%, если обращена вниз, уменьшают на 30%.

При ламинарном течении жидкости в горизонтальных трубах (каналах) с $l > 50d$ конвективный теплообмен может быть рассчитан по формуле

$$Nu = 0,74 Re^{0,2} (Gr Pr)^{0,1} Pr^{0,2}. \quad (II-61)$$

Пределы применимости этой формулы $Re < 2300$; $Gr = 6,7 \cdot 10^4 \div 3,6 \cdot 10^6$; $Pr = 2 \div 12$. Физические параметры, входящие в формулу вычисляют для средней температуры теплоносителя в пограничном слое (у стенки). Для труб с $l/d < 50$ вводят поправочный коэффициент ϵ , значение которого принимают в зависимости от l/d :

l/d	1	2	5	10	15	20	30	40	50
ϵ	1,9	1,7	1,44	1,28	1,18	1,13	1,05	1,02	1,0

При вычислении критериев в качестве определяющего размера для каналов принимается гидравлический или эквивалентный диаметр:

$$d = \frac{4F}{S}, \quad (II-62)$$

где F — площадь сечения канала, m^2 ;

S — периметр канала, через который происходит теплообмен, m .

При вынужденном движении газов или жидкостей в трубах и каналах при ламинарном движении М. А. Михеев рекомендует теплоотдачу рассчитывать по формуле

$$Nu_l = 0,17 Re_l^{0,33} Pr_l^{0,43} Gr_l^{0,1} \left(\frac{Pr_l}{Pr_{\omega}} \right)^{0,25}, \quad (II-63)$$

где ω — индекс, который показывает, что критерий Pr вычисляется при температуре поверхности тела.

В этом выражении определяющим размером является эквивалентный диаметр канала.

Для случаев течения жидкости внутри длинной гладкой трубы при $Re = 10^4 \div 2 \cdot 10^6$, т. е. при развитом турбулентном режиме, широкое распространение получила формула

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4}. \quad (II-64)$$

Для воздуха независимо от температуры $Pr = 0,72$ и $Pr^{0,4} = 0,88$ формула упрощается и принимает следующий вид:

$$Nu = 0,0202 Re^{0,8}.$$

Для кольцевых каналов с диаметрами D_2 и D_1

$$Nu = 0,023 \left(\frac{D_2}{D_1} \right)^{0,45} Re_l^{0,8} Pr_l^{0,4}. \quad (II-65)$$

При температуре среды рабочей камеры $170-240^\circ C$ коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции от среды камеры к поверхности изделия обычно изменяется примерно в таких пределах: $\alpha_{конв} = 3,0 \div 8,0 \text{ Вт}/(m^2 \cdot K)$.

При вынужденном движении воздуха в рабочей камере, например в условиях принудительной циркуляции, при $\omega_{\text{ср}} = 6 \text{ м/с}$ и $t_{\text{п.к}} = 170 \div 240^\circ \text{С}$ коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{конв}} = 15,0 \div 20,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Кроме формул в критериальном виде известны упрощенные формулы, имеющие вид

$$\alpha_{\text{конв}} = A \Delta t^n, \text{ или } \alpha_{\text{конв}} = B \omega^m.$$

Эти формулы обычно получают из критериальных уравнений путем раскрытия значений критериев для каких-либо частных случаев. Поэтому пользоваться этими формулами следует лишь в исключительных случаях, ориентируясь при расчетах конвективного теплообмена в основном на формулы в критериальном виде.

Ниже приводятся некоторые упрощенные формулы, используемые при расчете хлебопекарных и кондитерских печей. Формула Нуссельта для естественного движения воздуха или газа около плоских и цилиндрических горизонтальных или вертикальных стенок имеет вид

$$\alpha_{\text{конв}} = k (t_1 - t_2)^{0,25}, \quad (\text{II-66})$$

где k — эмпирический коэффициент; для вертикальной поверхности $k = 2,56$; для горизонтальной поверхности, обращенной вверх, $k = 3,25$; для горизонтальной поверхности, обращенной вниз, $k = 1,63$; t_1 и t_2 — температура стенки и воздуха, $^\circ \text{С}$ (в данном случае $t_1 > t_2$).

При движении воздуха или газа около труб формула Нуссельта записывается в таком виде:

$$\alpha_{\text{конв}} = 1,19 \sqrt[4]{\frac{t_1 - t_2}{d}}, \quad (\text{II-67})$$

где d — диаметр трубы, м.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией при $\text{Re} < 10\,000$, например в каналах печей, определяют по формуле

$$\alpha_{\text{конв}} = 0,00365 \frac{\lambda}{\nu} \omega \text{Pr}^{0,4}. \quad (\text{II-68})$$

Для приближенных расчетов конвективной теплоотдачи в трубах и каналах при вынужденном движении газов может быть использована формула

$$\alpha_{\text{конв}} = 3,5 \frac{\omega_0^{0,8}}{d^{0,25}}, \quad (\text{II-69})$$

где ω_0 — скорость потока при 0°С и нормальном давлении, м/с;
 d — эквивалентный диаметр канала, м.

Основные закономерности конвективного теплообмена базируются на математических положениях теории подобия. Некоторые из них приведены ниже.

* В данном случае и далее $t_{\text{п.к}}$ — температура среды пекарной камеры t_c .

Некоторые положения теории подобия

Теория подобия — это особый физико-математический метод, который применяется при исследовании дифференциальных уравнений и при обработке результатов опытов. Он позволяет установить условия подобия явлений и на этой основе упростить экспериментальное изучение единичного процесса и распространить результаты этого исследования на другие подобные процессы и явления.

При анализе явлений конвективного теплообмена математика редко оказывается плодотворной без экспериментального изучения частных случаев. Обработка данных опытов на основе теории подобия делает закономерным распространение результатов единичного опыта на другие опыты и устанавливает границы их распространения.

Уравнения, связывающие комплексные безразмерные величины — критерии и симплексы (безразмерные отношения) однородных величин, позволяют сократить число переменных, облегчают построение графиков и упрощают практическое применение сложных математических решений.

Условия подобия для сложных систем и процессов можно сформулировать так. Две системы физически подобны, если они качественно одинаковы, а отношения характеризующих их однородных величин в сходственных точках и в сходственные моменты времени являются постоянными числами — константами подобия. Например, для двух потоков газа подобие их движения (кинематическое подобие) возможно лишь при условии геометрического подобия и когда скорости в сходственных точках параллельны и пропорциональны.

Подобие сил для тех же потоков, т. е. динамическое подобие, к указанным условиям требует дополнительно еще наличия в сходственных точках параллельных и пропорциональных сил.

Для теплового подобия двух газовых потоков необходимо их геометрическое подобие, подобие (пропорциональность) скоростей, плотностей, вязкостей, температур и других физических величин.

Теория подобия базируется на трех основных теоремах, наиболее полно сформулированных М. В. Кирпичевым, уточнившим условия для установления подобия между изучаемыми явлениями.

Первая теорема подобия устанавливает, что подобные между собой явления имеют одинаковые значения критериев подобия. Вторая теорема подобия Букингама устанавливает, что закономерности явлений могут быть выражены через критерии подобия в виде так называемых критериальных уравнений, справедливых для всех подобных между собой явлений. Так, при исследовании аэродинамического сопротивления при вынужденном движении газов результаты можно обработать в критериальной форме в виде функциональной зависимости критерия Эйлера от критерия Рейнольдса: $Eu = f(Re)$.

В предыдущем разделе мы использовали некоторые критерии подобия, принятые при рассмотрении процесса нестационарной теплопроводности (критерии Фурье, Био).

Третья теорема подобия, сформулированная М. В. Кирпичевым и А. А. Гухманом, устанавливает, что подобны те явления, у которых условия однозначности подобны, а определяющие критерии имеют одинаковые числовые значения.

Под условиями однозначности подразумеваются величины и параметры, от которых зависят основные закономерности рассматриваемых явлений, т.е. температура, давление, скорость и т.п.

Для полного подобия систем необходимо наличие у них численно одинаковых безразмерных комплексов, составленных из определяющих величин и называемых критериями.

Определяющими критериями и называются такие, которые состоят только из величин, входящих в условия однозначности (которые содержатся в краевых условиях). Если в состав критерия входит хотя бы одна величина, не содержащаяся в условиях однозначности, то такой критерий называется определяемым (или неопределяющим). Согласно третьей теореме условием подобия является равенство только определяющих критериев, а не всех критериев вообще.

В теории подобия доказывается, что каждый неопределяющий критерий есть однозначная функция совокупности определяющих критериев. Таким образом, третья теорема подобия определяет условия, необходимые для достижения подобия в двух явлениях (системах), и предъявляет во многих случаях такие требования, которые иногда трудно осуществить (например, существование и единственность решения дифференциальных уравнений). В тех случаях, когда данное требование невыполнимо, следует пользоваться экспериментальной проверкой, т.е. нужно построить модель явления.

На основании третьей теоремы подобия можно перечислить все требования, которые нужно выполнить, чтобы модель была подобна натуре:

- 1) геометрическое подобие модели и природы;
- 2) физические константы, характеризующие исследуемое явление, должны изменяться во всем объеме модели по тому же закону, что и в натуре;
- 3) величины, входящие в краевые условия природы и модели, должны быть пропорциональными;
- 4) константы подобия, входящие в условия однозначности изучаемых явлений, должны выбираться хотя бы в одном сходственном месте так, чтобы определяющие критерии в натуре и в модели имели одинаковые числовые значения.

Однако получить полное подобие модели и природы очень трудно.

М. В. Кирпичев и М. А. Михеев установили принципы приближенного моделирования гидродинамических и теплообменных яв-

лений в тепловых устройствах (печах, паровых котлах и т. п.). Приближенное моделирование движения газов и жидкостей, явлений теплообмена и т. д. оказалось возможным вследствие особого характера движения вязкой жидкости, обладающей свойствами стабильности и автомодельности, и возможности применения метода локальности для изучения явлений теплообмена.

Под стабильностью подразумеваются свойства вязкой жидкости принимать характерное для данного режима (ламинарного или турбулентного) распределение скоростей при движении по каналам различной формы. Эти скорости не зависят от условий входа газа или жидкости в канал и определяются критерием Re . Количество протекающей жидкости, а следовательно, и абсолютное значение скоростей может измениться в несколько раз, но картина распределения скоростей по сечению остается практически неизменной. Это свойство получило название автомодельности (самоподобия).

Локальность — это метод установления подобия, например теплообмена, не во всем объеме модели, а только в отдельных ее элементах, на отдельных участках поверхности. При последовательном изучении отдельных участков теплообмена составляют картину работы всего объекта в целом.

Система уравнений вместе с краевыми условиями дает полное математическое описание явления теплоотдачи, но аналитическое решение этой системы не всегда осуществимо. С помощью теории подобия открывается возможность объединить размерные физические величины в безразмерные комплексы, при этом число комплексов будет меньше числа величин, составляющих эти комплексы.

Приведение дифференциальных уравнений к безразмерному виду можно показать на примере любых подобных процессов. Так, для одномерного температурного поля уравнение для двух подобных систем (корка и мякиш хлеба) с учетом фазового превращения может быть представлено в следующем виде:

для первой системы (корка)

$$\frac{\partial t_1}{\partial \tau_1} = a_1 \frac{\partial^2 t_1}{\partial x_1^2} + \frac{r_1}{c_1} \cdot \frac{\partial u_1}{\partial \tau_1}; \quad (II-70)$$

для второй системы (мякиш)

$$\frac{\partial t_2}{\partial \tau_2} = a_2 \frac{\partial^2 t_2}{\partial x_2^2} + \frac{r_2}{c_2} \cdot \frac{\partial u_2}{\partial \tau_2}, \quad (II-71)$$

где r — теплота парообразования, кДж/кг;
 c — удельная теплоемкость, кДж/(кг·К);
 a — коэффициент температуропроводности, м²/с.

Разделим почленно эти уравнения одно на другое.

$$\frac{\frac{\partial t_1}{\partial \tau_1}}{\frac{\partial t_2}{\partial \tau_2}} = \frac{a_1}{a_2} \cdot \frac{\frac{\partial^2 t_1}{\partial x_1^2}}{\frac{\partial^2 t_2}{\partial x_2^2}} + \frac{\frac{r_1}{c_1}}{\frac{r_2}{c_2}} \cdot \frac{\frac{\partial u_1}{\partial \tau_1}}{\frac{\partial u_2}{\partial \tau_2}}.$$

Заменим отношения определяющих величин через константы подобия:

$$\frac{t_2}{t_1} = C_t; \quad \frac{\tau_2}{\tau_1} = C_\tau; \quad \frac{a_2}{a_1} = C_a; \quad \frac{x_2}{x_1} = C_l; \quad \frac{r_2}{r_1} = C_r,$$

$$\frac{c_2}{c_1} = C_c; \quad \frac{u_2}{u_1} = C_u;$$

Из этих выражений получаем зависимость:

$$\frac{C_t}{C_\tau} = C_a \frac{C_t}{C_l^2} + \frac{C_r}{C_c} \cdot \frac{C_u}{C_\tau}.$$

Отсюда

$$1 = \frac{C_a C_\tau}{C_l^2} + \frac{C_r}{C_c} + \frac{C_u}{C_t}.$$

Подставив в последнее уравнение вместо констант подобия их значения, получим

$$\frac{C_a C_\tau}{C_l^2} = \frac{\frac{a_2 \tau_2}{t_2^2}}{\frac{a_1 \tau_1}{t_1^2}} = \text{idem}; \quad \frac{C_r C_u}{C_c C_t} = \frac{\frac{r_2 u_2}{r_1 t_1}}{\frac{r_1 u_1}{C_1 t_1}} = \text{idem}. \quad (\text{II-72})$$

Из последнего выражения видно, что

$$\frac{a\tau}{l^2} = \text{Fo} = \text{idem} \quad \text{и} \quad \frac{ru}{C(t_2 - t_1)} = \frac{q}{C(t_2 - t_1)} = \text{Ko} = \text{idem}. \quad (\text{II-73})$$

Полученное уравнение показывает, что для теплового подобия двух систем обязательно также равенство чисел Фурье Fo и Косовича Ko, составленных из определяющих величин.

Если исследуемый процесс или система не имеет аналитического описания, критерии подобия выявляются на основе анализа размерностей тех определяющих величин, которые должны были бы войти в уравнение связи. Этот метод менее надежен и применяется только при отсутствии аналитического описания.

Моделирование тепловых устройств

Важным практическим следствием теории подобия является возможность моделирования физических явлений.

Модели различают физические (материальные), математические (абстрактные) и условные (модели структур и образцов).

Физические модели могут быть одинаковыми с объектом исследования по физической природе, например модель печи, гидросооружения, самолета и пр., и с физической природой, отличной от объекта исследования (аналоговые), например электрическая модель неэлектрического процесса (теплопроводности, конденсации пара и пр.).

Математические модели могут быть детерминистическими, получающимися в результате теоретических и экспериментальных исследований, и вероятностными, получающимися в результате экспериментов.

По способу математического описания различают детерминистические модели, заданные в виде дифференциальных интегральных, интегро-дифференциальных и конечно-разностных уравнений.

Вероятностные модели задаются в виде соответствующих дифференциальных уравнений или в виде уравнений регрессий.

Физические модели. Физические модели I типа могут быть описаны выражениями, полученными с помощью теории подобия и анализа размерностей.

Физические модели II типа получаются из условий эквивалентности и могут быть заданы аналитически, в виде таблиц и матриц, блок-схем, алгоритмов и программ расчета, графически.

Существуют и другие модели: нормальные, отвечающие на вопрос «Как должно быть?», «Как это происходит?»; статистические и динамические, параметрические и др.

Модели должны быть адекватны объектам исследования. Для оценки адекватности предложены различные критерии.

Примером физической модели может служить модель печи. Физическое моделирование печей может осуществляться на холодных и огневых моделях и стендах. Холодные модели и стенды могут быть водяные, воздушные, механические, электрические и оптические. На них изучаются только отдельные вопросы работы печей (движение газов, характер гидравлических сопротивлений и т. п.). Огневые модели и стенды воспроизводят в уменьшенном масштабе совокупность сложных явлений, протекающих в печах. Это позволяет исследовать внутренний и внешний тепло- и массообмен при выпечке и изучить вопросы, связанные с выбором рациональной конструкции.

Расчет модели начинают с выбора масштаба. Для обычных исследований длина модели принимается равной 0,4—0,8 м и шириной 0,2—0,4 м. Если исследование проводят для выяснения общей картины движения, то в качестве рабочей жидкости применяют воду, которую легко подкрасить, что облегчает визуальные наблюдения. При этом расчетные скорости движения воды в модели получаются небольшими. Если при исследовании намечается измерение скоростей и давления, то лучше использовать в качестве рабочей жидкости воздух. В одной и той же модели можно использовать воду и воздух. При проектировании модели расход рабочей жидкости рассчитывают, исходя из предположения, что автомодельность отсутствует. Гидравлические модели обычно изготавливают из прозрачного органического стекла, через которое легко наблюдать за движением рабочей жидкости.

Для обеспечения подобия распределения скоростей на входе в модель и в образец подводящие к модели каналы на некотором участке делают геометрически подобными каналам образца.

Начиная исследования на модели, определяют расход рабочей жидкости, при котором наступает автомодельность. Для этого расход жидкости постепенно увеличивают до максимального значения, измеряя при этом ее количество и перепад давлений в каких-либо двух точках модели.

По измеренным расходам жидкости в различные моменты времени рассчитывают скорости на входе в модель и соответствующие значения критериев Рейнольдса $Re = \omega l / \nu$ и Эйлера $Eu = \Delta p / \rho \omega^2$. В качестве l принимается характерный линейный параметр модели.

Полученные значения обрабатывают в виде графика $Eu = f(Re)$. Начало автомодельной области характеризуется постоянством критерия Eu и его независимостью от критерия Re . Автомодельность снижает погрешности приближенного моделирования.

Во многих узлах моделей печей (например, в топке) часто трудно определить характер движения газов из-за высокой степени турбулентности пламенных потоков и неоднородности движения по поперечному сечению. Для уточнения картины движения в модели печи наблюдают за контурами движения и за распределением скоростей. Для наблюдения за контуром движения в модели применяют красители и цветные нити, которые помещают в изучаемый поток жидкости.

Четкая картина свободного движения получается при оптическом методе исследования. Он основан на различии коэффициентов преломления неодинаково нагретых слоев газа или жидкостей. Если пучок света пропустить через проницаемую неоднородную газовую или жидкую среду, то на матовом экране, поставленном за объектом наблюдения, можно видеть границы соприкосновения слоев газа или жидкости и получить представление о контурах или структуре потока. Это изображение можно фотографировать или заснять на кинопленку.

Полное и точное представление о движении газов в моделях печей можно получить только при изучении спектра скоростей потоков жидкости. Для этого определяют распределение скоростей при помощи трубки Пито — Прандтля и других приборов. В этом случае надежнее применять воздушные модели печей.

Метод аналогии. Весьма плодотворным направлением в использовании теории подобия является метод аналогии, получающий в последнее время большое распространение. Метод аналогии основан, в частности, на том, что перемещение, например, массы и энергии в большинстве случаев подчиняется одинаковым законам. При этом разнотипные физические явления описываются одинаковыми по структуре дифференциальными уравнениями в частных производных. При стационарной теплопроводности температурное поле описывается уравнением

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0.$$

Лучистая энергия, падающая на тело, частично им поглощается и пропускается, а остаток энергии отражается. Сумма коэффициентов

$$A + R + D = 1,$$

где A — коэффициент поглощения — отношение поглощенной энергии к падающей;

R — коэффициент отражения — отношение отраженной энергии к падающей;

D — коэффициент пропускания — отношение пропущенной энергии к падающей.

Если $A=0$, $R=0$ и $D=1$, то среда называется абсолютно прозрачной. Сухой и чистый воздух практически абсолютно прозрачен для теплового излучения.

Если приемником теплового излучения является твердое тело, то коэффициент пропускания $D=0$ (непрозрачное тело), и тогда $A+R=1$.

Если $R=1$ и $A=D=0$, то поверхность тела полностью отражает всю падающую на него энергию. При этом, если отражение правильное т. е. подчиняется законам геометрической оптики (угол отражения равен углу падения луча), оно называется зеркальным. Зеркальное отражение имеет место на гладких полированных поверхностях. Если поверхность не блестящая и не гладкая, а матовая и шероховатая, то отражение получается диффузным, т. е. отраженные лучи разлагаются на множество лучей по разным направлениям; такие тела называются белыми. Абсолютно белые поверхности должны диффузно полностью отражать все падающие на них лучи.

При $R=D=0$ и $A=1$ вся падающая энергия поглощается приемником излучения и тело называется абсолютно черным. Абсолютно черных, зеркальных или белых и прозрачных тел в природе нет, однако и в теории, и на практике они оказываются полезными абстракциями. Есть тела, приближающиеся к ним по свойствам. Например, темные шероховатые поверхности или твердые тела, покрытые слоем нефтяной сажи, приближаются к черным телам. Светлые гладкие или шероховатые поверхности имеют свойства, близкие к свойствам зеркальных или белых тел. Значения A , R и D зависят от природы тел, их температуры и длины волны излучения. Например, белые тела хорошо отражают лишь видимые световые лучи и плохо отражают тепловые лучи.

Основные законы теплового излучения

Закон Планка. Устанавливает зависимость интенсивности излучения черного тела от длины волны λ и от абсолютной температуры T :

$$J_{\lambda,0} = \frac{C_1 \lambda^{-5}}{e^{C_2/\lambda T} - 1}, \quad (11-75)$$

где $J_{\lambda,0}$ — интенсивность излучения с длиной волны λ абсолютно черного тела, Вт/м² [Вт/(м²·мкм)];

λ — длина волны, м;

T — абсолютная температура, К;
 C_1 — постоянная, равная $3,74 \cdot 10^{-16}$ Вт·м²;
 C_2 — постоянная, равная $1,44 \cdot 10^{-2}$ м·К.

Излучение может быть непрерывным во всем диапазоне длины волн или наблюдаться только при определенной их длине.

Твердые тела дают непрерывный спектр излучения, а трехатомные газы, например диоксид углерода и водяной пар, имеют селективное излучение в интервале определенных длин волн.

Из рис. II—6 видно, что каждой температуре T соответствует кривая $J_{\lambda,0}$, имеющая максимум тем больший, чем выше температура. С увеличением T максимумы $J_{\lambda,0}$ смещаются в сторону более коротких волн.

Закон Вина. Этот закон устанавливает связь между температурой и длиной волны, соответствующей максимуму излучения:

$$\lambda_m T \approx 2,9 \text{ мм} \cdot \text{К}. \quad (\text{II—76})$$

Следовательно, длина волны, при которой $J_{\lambda,0}$ имеет максимум при заданной температуре T ,

$$\lambda_m = \frac{2,9}{T} \text{ мм}.$$

Если это значение подставить в выражение для $J_{\lambda,0}$ то будет видно, что максимум интенсивности излучения резко возрастает с увеличением T , так как он пропорционален пятой степени температуры.

Закон Стефана—Больцмана. Количество энергии, излучаемой черным телом при любой длине волны и температуре T , может быть найдено из выражения

$$dE_0 = J_{\lambda,0} d\lambda,$$

где $J_{\lambda,0}$ — см. уравнение (II—75).

Если это выражение проинтегрировать в пределах от $\lambda=0$ до $\lambda=\infty$ (см. рис. II—6), то полное количество энергии (излучательная способность), или интегральная светимость черного тела, выражается уравнением

$$E_0 = \int_0^{\infty} J_{\lambda,0} d\lambda = C_2 \int_0^{\infty} \frac{1}{e^{C_1/\lambda T} - 1} \cdot \frac{1}{\lambda^5} d\lambda.$$

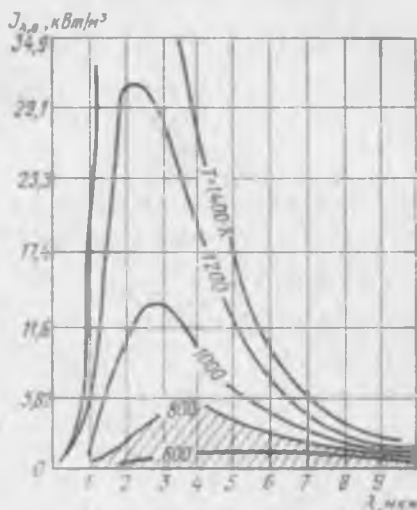


Рис. II—6. Графическое изображение закона Планка

Значение этого интеграла может быть получено, если подинтегральную функцию $\frac{1}{e^{\frac{C_1}{\lambda T}} - 1}$ разложить в ряд $e^{-\frac{C_1}{\lambda T}} + e^{-\frac{2C_1}{\lambda T}} + e^{-\frac{3C_1}{\lambda T}} + \dots$

Окончательное решение представится в виде

$$E_0 = \sigma_0 T^4. \quad (\text{II-77})$$

При указанных выше значениях постоянных C_1 и C_2 числовое значение $\sigma_0 = 5,7 \cdot 10^{-8} \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Величина σ_0 называется постоянной Стефана—Больцмана, или константой излучения абсолютно черного тела. Так как числовое значение σ_0 очень мало, а T^4 велико, то выражению для E_0 в технических расчетах удобнее придать вид

$$E_0 = C_0 (0,01T)^4, \quad (\text{II-78})$$

где $C_0 = 5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Приведенные формулы для E_0 являются математическим выражением закона Стефана—Больцмана.

Этот закон справедлив только для абсолютно черного тела. Однако экспериментально доказано, что он остается справедливым и для других тел, которые, как и черные тела, имеют непрерывный спектр излучения. Такие тела называются серыми телами, а их излучение — серым. Для таких тел вместо коэффициента C_0 в формуле (II-78) будет C , величина которого изменяется от 0 до $5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Отношение полной энергии излучения серого тела E к полной энергии излучения черного тела E_0 при той же температуре называется относительной излучательной способностью, или степенью черноты тела a :

$$a = \frac{E}{E_0} = \frac{C}{C_0}. \quad (\text{II-79})$$

Очевидно, степень черноты тел может меняться от 0 до 1,0. Из выражений (II-78) и (II-79) следует

$$E = aE_0 = aC_0 (0,01T)^4 = C (0,01T)^4, \quad (\text{II-80})$$

т. е. полная энергия излучения серого тела меньше энергии излучения черного тела при той же температуре.

Для большинства реальных тел C принимают непостоянным, так как он зависит от температуры, с ростом которой C увеличивается.

При нагреве гладких неокисленных полированных поверхностей, имеющих малую степень черноты, вследствие окисления поверхности в интервале температур $200\text{—}400^\circ \text{С}$ величина a резко увеличивается. Степень черноты шероховатых поверхностей во много раз больше степени черноты гладких, полированных поверхностей.

Степень черноты корки хлеба при различных температурах в процессе выпечки изменяется по линейному закону. При изменении температуры корки от 60 до 180° С α меняется от 0,925 до 0,896.

По данным В. В. Нащокина, для корки при $t=50\div 150^\circ\text{C}$ средний коэффициент излучения $C=5,02\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К}^4)$ и степень черноты $\alpha = \frac{5,02}{5,7} = 0,88$, что соответствует данным, приведенным выше.

Степень черноты различных материалов приведена в приложении.

Закон Кирхгофа. Согласно этому закону отношение излучательной способности E к поглощательной A для всех тел одинаково и равно излучательной способности абсолютно черного тела E_0 при той же температуре.

Закон Кирхгофа выводится из рассмотрения лучистого теплообмена между абсолютно черной и серой пластинами, помещенными на небольшом расстоянии. Температуры обеих пластин одинаковы и, следовательно, теплообмен между ними отсутствует.

Черная поверхность излучает энергию в количестве E_0 ; попадая на серую поверхность, эта энергия частично, в количестве AE_0 , поглощается; остальная часть энергии в количестве $(1-A)E_0$ отражается и полностью поглощается черной поверхностью. Таким образом, баланс лучистого обмена для серых поверхностей можно записать так:

$$q = E - AE_0.$$

Как указывалось выше, при одинаковых температурах двух пластин $q=0$ и, следовательно, математическое выражение закона Кирхгофа может быть представлено в следующем виде:

$$E = AE_0 \text{ или } \frac{E}{A} = E_0. \quad (\text{II-81})$$

Закон Ламберта (закон косинусов). Этот закон устанавливает, что лучеиспускательная способность E_φ (направление излучения составляет с нормалью к излучающей поверхности угол φ) и лучеиспускательная способность поверхности в нормальном направлении E_n связаны соотношением

$$E_\varphi = E_n \cos \varphi.$$

Величина излучения по нормали

$$E_n = \frac{\alpha}{\pi} 5,7 \left(\frac{T}{100} \right)^4,$$

т. е. излучение по нормали в π раз меньше излучения по всем возможным направлениям. Таким образом, можно написать:

$$dQ_\varphi = \frac{\alpha}{\pi} 5,7 \left(\frac{T}{100} \right)^4 d\Omega dF_1 \cos \varphi, \quad (\text{II-82})$$

где $d\Omega$ — телесный угол;

dF_1 — площадь на телесном угле, посылающая элементарный лучистый поток.

Это уравнение является основой для расчета лучистого теплообмена между поверхностями конечных размеров.

Расчетные формулы для теплообмена излучением

Общая формула для расчета теплообмена между двумя непрозрачными телами на основании закона Стефана—Больцмана имеет вид

$$Q = a_{\text{пр}} C_0 \varphi \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] F, \quad (\text{II--83})$$

где Q — количество тепла, переданное излучением от первого тела ко второму, Вт;

$a_{\text{пр}}$ — приведенная степень черноты системы, учитывающая степень черноты обоих тел и их взаимное расположение;

C_0 — коэффициент излучения, или лученспускательная способность, абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴);

φ — средний угловой коэффициент, или коэффициент облученности, учитывающий форму, размеры и взаимное расположение поверхностей;

T_1 и T_2 — абсолютные температуры первого и второго тела, К;

F — расчетная поверхность теплообмена излучением, м².

При расчете теплообмена излучением в хлебопекарных и кондитерских печах чаще всего встречается расположение тел:

а) две плоские параллельные неограниченные поверхности;

б) две замкнутые поверхности произвольной формы, охватывающие одна другую;

в) две плоские поверхности, произвольно расположенные в пространстве.

Значения величин $a_{\text{пр}}$ и φ могут быть определены теоретически и экспериментально с использованием метода моделирования. При теплообмене излучением между двумя плоскими параллельными поверхностями $\varphi = 1$ и

$$a_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{1}{a_2} - 1}, \quad (\text{II--84})$$

где a_1 и a_2 — степень черноты первого и второго тел.

При расчете теплового излучения между двумя замкнутыми поверхностями F_1 и F_2 , охватывающими одна другую ($F_1 < F_2$, $\varphi = 1$), F в формуле (II—83) равна меньшей поверхности F_1 и приведенная степень черноты системы выражается уравнением

$$a_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{a_1} + \frac{F_1}{F_2} \left(\frac{1}{a_2} - 1 \right)}. \quad (\text{II--85})$$

Теплообмен между двумя плоскими поверхностями, произвольно расположенными в пространстве, рассматривается ниже.

Излучение [поглощение] газов

Двухатомные газы (H_2 , N_2 , O_2 и др.) почти не поглощают лучистой энергии. Сухой и чистый воздух, как уже отмечалось, также практически прозрачен для теплового излучения. Присутствие

многоатомных газов делает газовую среду полупрозрачной. Такова, например, газовая среда в рабочей камере печи; здесь прозрачность газообразной среды ослабляется из-за наличия в ней облака, несущего пар и диоксид углерода. Трех- и многоатомные газы могут поглощать и излучать теплоту. Наибольшее практическое значение имеет излучение CO_2 и водяного пара.

Поглощение и испускание лучистой энергии газами имеет явно выраженный селективный (избирательный) характер. Так, для CO_2 имеют место три полосы поглощения, отвечающие следующим длинам волн: 2,36—3,02; 4,01—4,80; 12,5—16,5 мкм; для H_2O существуют 3 основные полосы в пределах следующих длин волн: 2,24—3,27; 4,8—8,5; 12,0—25,0 мкм. Селективность спектра газового излучения приводит к тому, что на него не распространяются законы излучения твердых тел.

Степень черноты газов зависит от температуры газов, парциального давления излучающих газов и средней длины пути луча s , характеризующей размеры излучающего газового объема. Парциальные давления p_{CO_2} и $p_{\text{H}_2\text{O}}$ обычно известны из теплового расчета печи. Величина s (в м) может быть найдена по приближенной формуле А. С. Невского:

$$s = \eta \frac{4V}{F}, \quad (\text{II—86})$$

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

F — площадь стен, ограничивающих этот объем, м^2 ;

η — коэффициент, учитывающий долю излучаемой энергии, которая доходит до стенок; величина этого коэффициента может быть принята равной 0,9.

Значения s , вычисленные при $\eta = 0,9$, для различной формы газового объема приведены ниже.

Сфера диаметром d	0,6 d
Куб со стороной a	0,6 a
Неограниченный цилиндр диаметром d	0,9 d
Слой газа толщиной δ между двумя параллельными пластинами	1,8 δ

При технических расчетах произведение суммарного парциального давления излучающих трехатомных газов CO_2 и H_2O ($p = p_{\text{CO}_2} + p_{\text{H}_2\text{O}}$) на среднюю длину пути луча s принимается в качестве одного из аргументов при определении степени черноты излучающего газа и называется силой поглощения (ps).

Степень черноты a_{CO_2} и $a'_{\text{H}_2\text{O}}$ определяется по графикам (рис. II—7 и II—8), составленным В. Н. Тимофеевым и Э. С. Касиной, в зависимости от p_{CO_2} и $p_{\text{H}_2\text{O}}$ и температуры газов.

Для расчета излучения H_2O вводится поправочный множитель ξ , зависящий от $p_{\text{H}_2\text{O}}$ который находят из рис. II—9.

Для получения действительной степени черноты H_2O условную степень черноты $a_{\text{H}_2\text{O}}$, найденную на рис. II—8, умножают на коэффициент ξ , т. е. $a_{\text{H}_2\text{O}} = \xi a_{\text{H}_2\text{O}}$.

Степень черноты a_d газов

$$a_d = a_{\text{CO}_2} + a_{\text{H}_2\text{O}} - \Delta a, \quad (\text{II—87})$$

где Δa — поправка на взаимное наложение спектральных полос поглощения диоксида углерода и водяного пара; поправкой Δa часто пренебрегают.

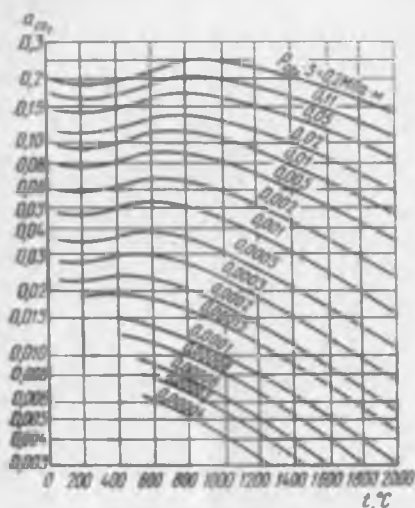


Рис. II—7. Степень черноты диоксида углерода

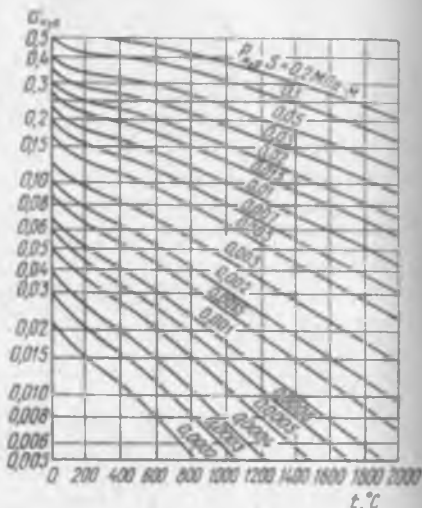


Рис. II—8. Условная степень черноты водяных паров без поправки на парциальное давление

Г. Л. Поляк предложил формулу для определения теплового потока при излучении газов на твердую поверхность с учетом многократных поглощений, отражений и пропусканий лучистых потоков:

$$q = \frac{5,7}{\frac{1}{a_d} + \frac{1}{a_c} - 1} \left[\frac{a_d}{a_c} (0,01T_d)^4 - (0,01T_{ct})^4 \right], \quad (\text{II—88})$$

где a_c — степень черноты газов при температуре поверхности стены T_{ct} ;

a_d — степень черноты газов при температуре дымовых газов T_d .

При однократном поглощении выражение для суммарного теплового потока принимает вид

$$q = 5,7a [a_d (0,01T_d)^4 - a_c (0,01T_{ct})^4], \quad (\text{II—89})$$

где a — степень черноты твердой поверхности.

Если T_d незначительно больше T_{ct} , последнюю формулу можно записать в таком виде:

$$q = 5,7aa_d [(0,01T_d)^4 - (0,01T_{ct})^4]. \quad (\text{II—90})$$

По выражению (II—88) получается несколько большее значение теплового потока по сравнению с тепловым потоком, определяемым по выражению (II—89).

При пользовании выражением (II—90) вместо a_d вводится расчетное значение степени черноты газов $\bar{a}_d$ в интервале температур T_d и $T_{ст}$, определяемое по уравнению

$$\bar{a}_d = \frac{a_d (0,01T_d)^4 - a_c (0,01T_{ст})^4}{(0,01T_d)^4 - (0,01T_{ст})^4} \quad (II-91)$$

При приближенных расчетах А. Шак рекомендует пользоваться следующими выражениями для степени черноты трехатомных газов:

1) степень черноты дымовых газов при их температуре T_d

$$a_d \approx 0,154 \cdot \frac{\sqrt[3]{p_{RO} s}}{\sqrt{0,01T_d}} + 0,18 \times \frac{p_{H_2O}^{0,8} s^{0,6}}{0,01T_d}; \quad (II-92)$$

2) степень черноты газов при температуре стенки $T_{ст}$

$$a_c \approx 0,154 \cdot \frac{\sqrt[3]{p_{RO} s}}{\sqrt{0,01T_{ст}}} + 0,18 \cdot \frac{p_{H_2O}^{0,8} s^{0,6}}{0,01T_{ст}} \quad (II-93)$$

где p_{RO} и p_{H_2O} — парциальные давления трехатомных газов, кПа.

В хлебопекарных и кондитерских печах излучение газов всегда сопровождается конвективной теплоотдачей к твердым поверхностям. При этом в зависимости от температур T_d и $T_{ст}$ и характера движения газов соотношение между обоими видами теплоотдачи может существенно изменяться. Излучение твердых тел и газов и конвекция подчиняются различным законам. Это приводит к известному усложнению расчетов теплообмена и к необходимости упрощенного анализа явлений.

Такое упрощение выражается в том, что рассматривают суммарное значение коэффициента теплоотдачи от газов к поверхности стенки:

$$\alpha = \alpha_{изл} + \alpha_{конв}.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением для твердых тел

$$\alpha_{изл} = C \frac{(0,01T_1)^4 - (0,01T_2)^4}{t_1 - t_2} \quad (II-94)$$

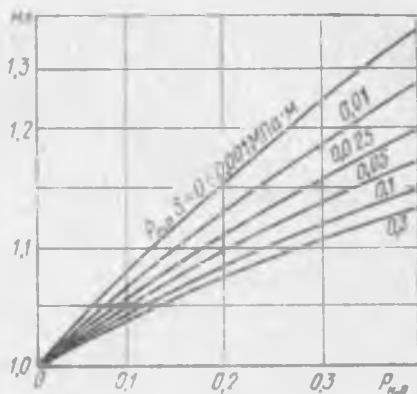


Рис. II—9. Поправочный множитель ϵ для степени черноты водяных паров

При излучении газов в числитель вводится разность в квадратных скобках из выражений (II—88) или (II—89) и вместо C вводится $C_{\text{пр}} = a_{\text{пр}} C_0$ [II—83].

Общий тепловой поток в этом случае

$$q = \alpha (t_1 - t_2).$$

Часто при малых значениях $q_{\text{ковв}}$ вводят коэффициент $x > 1$, т. е. $q = x q_{\text{пол}}$; затем этот коэффициент проверяют.

Лучеиспускание факела имеет свои особенности. Свечение пламени связано с наличием в нем продуктов разложения углеводородов, раскаленных частиц и пр., что учесть невозможно. Кроме того, при расчете лучеиспускания факела эффективная температура определяется приближенно, так как в печах хлебопекарного и кондитерского производств одновременно протекает в топке процесс горения и теплообмена.

Значительная сложность задачи, представляющей большой интерес при проектировании топки, привела к необходимости решать эту задачу экспериментальным путем с использованием методов теории подобия.

Особенностью поглощения тепловой энергии газами является то, что оно происходит во всем объеме газа. Согласно закону Бугера интенсивность газового излучения убывает вдоль пути луча по экспоненциальному закону:

$$J = J_0 e^{-kps}, \quad (\text{II—95})$$

где J и J_0 — соответственно плотности потока энергии, вышедшей из слоя толщиной x и входящей в этот слой;

k — коэффициент ослабления суммарного излучения CO_2 и H_2O (суммарный коэффициент ослабления луча);

p — давление в топке;

s — средняя длина пути луча [см. формулу (II—86)].

Формула (II—95) является приближенной, но благодаря своей простоте удобна для расчетов.

Степень черноты газовой среды a_d изменяется в зависимости от толщины слоя также по экспоненциальному закону в предположении, что суммарное газовое излучение определяется законом Бугера:

$$a_d = 1 - e^{-kps}. \quad (\text{II—96})$$

Произведение kps называется суммарной силой поглощения продуктов сгорания. Чем больше kps , тем выше степень черноты газовой среды.

Формула (II—96) применима и для пористых твердых тел, поэтому загрязненность и прочее оказывают решающее влияние на поглощательные и излучательные свойства пористых твердых тел.

Для пшеничного теста, мякиша с коркой и без нее и для других пористых тел величина поглощения лучей отклоняется от величины, рассчитанной по уравнению (II—95). Самые большие отклонения наблюдаются при поглощении поверхностным слоем.

Величина поглощения в телах с меньшей пористостью, например в неразрыхленном тесте, в меньшей степени отклоняется от ве-

личины, рассчитанной по формуле Бугера. Очевидно, поглощение инфракрасных лучей некоторыми капиллярнопористыми телами является процессом более сложным, чем это принято по уравнению (II—95).

Угловые коэффициенты

В теории теплопередачи рассматривается лучистый теплообмен между двумя телами, произвольно расположенными в пространстве. Окончательное выражение для количества тепла, передаваемого элементарной поверхностью первого серого тела dF_1 на такую же поверхность второго тела dF_2 , имеет следующий вид:

$$dQ_{1,2} = C_{\text{пр}} [(0,01T_1)^4 - (0,01T_2)^4] \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} dF_1 dF_2, \quad (\text{II—97})$$

где r — расстояние от излучающей до лучевоспринимающей поверхности.

Допустим, что из двух тел поверхность dF_1 мала, а F_2 имеет конечные размеры; в таком случае между dF_1 и F_2 устанавливается лучистый теплообмен, при котором в единицу времени будет передано количество энергии, равное dQ . Для определения величины dQ можно использовать формулу для расчета лучистого теплообмена между двумя малыми поверхностями. Однако вместо величины

$$\frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} dF_1 dF_2$$

в формулу следует ввести интеграл этой величины, взятый по всей поверхности F_2 . Таким образом, выражение для количества тепла, излучаемого элементарной поверхностью dF_1 на поверхность F_2 второго тела, может быть написано в таком виде:

$$dQ = C_{\text{пр}} [(0,01T_1)^4 - (0,01T_2)^4] dF_1 \int_{F_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} dF_2 \quad (\text{II—98})$$

либо

$$dQ = C_{\text{пр}} [(0,01T_1)^4 - (0,01T_2)^4] dF_1 \varphi'_{1,2}. \quad (\text{II—99})$$

Угловой коэффициент элемента dF_1 первого тела на второе F_2

$$\varphi'_{1,2} = \int_{F_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} dF_2. \quad (\text{II—100})$$

Величина $\varphi'_{1,2}$ зависит от углов, характеризующих взаимное расположение поверхностей, от расстояния между ними, формы и размеров поверхности и является, таким образом, геометрическим параметром, не зависящим ни от температуры, ни от коэффициентов лучеиспускания. Величина $\varphi'_{1,2}$ показывает, какая доля энергии, излучаемой элементом dF_1 в полупространство, попадает на поверхность тела F_2 .

При лучистом теплообмене между двумя поверхностями с конечными размерами угловой коэффициент поверхности F_1 на поверхность F_2

$$\varphi_{1,2} = \frac{1}{F_1} \iint_{F, F_2} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} dF_1 dF_2. \quad (\text{II}-101)$$

Обратный угловой коэффициент F_2 на F_1 определяется аналогично:

$$\varphi_{2,1} = \frac{1}{F_2} \iint_{F, F_1} \frac{\cos \varphi_1 \cos \varphi_2}{\pi r^2} dF_1 dF_2. \quad (\text{II}-102)$$

Так как значение двойного интеграла не зависит от порядка интегрирования, то из последних двух выражений следует:

$$F_1 \varphi_{1,2} = F_2 \varphi_{2,1}. \quad (\text{II}-103)$$

Это равенство выражает принцип взаимности. Удобство пользования этим принципом состоит в том, что если известны поверхности тел F_1 и F_2 , обменивающиеся лучистым теплом, и один из угловых коэффициентов ($\varphi_{1,2}$ или $\varphi_{2,1}$), то по выражению (II-103) может быть найдено значение второго углового коэффициента.

Вычисление интегралов по формуле (II-101) или (II-102) представляет определенные математические трудности, которые, однако, могут быть обойдены, если исходить из геометрических представлений и свести, как это в ряде случаев допустимо, пространственную задачу к плоской.

На основе понятия об угловом коэффициенте Л. К. Рамзиным получено выражение

$$\varphi = \frac{\sin \alpha_1 + \sin \alpha_2}{2}. \quad (\text{II}-104)$$

Для трубчатых поверхностей, оси которых лежат в одной плоскости, выражение для углового коэффициента принимает вид

$$\varphi = \frac{1 + \sin \alpha_2}{2}.$$

В этом случае (рис. II-10) угол $\alpha_1 = 90^\circ$, другой угол образуется направлением касательной BL из произвольной точки B на поверхности трубы O_1 к другой окружности O_2 и нормалью BM в точке B . Для точки C на вертикальной оси цилиндра O_1 угол $\alpha_1 = \alpha_2 = 90^\circ$ и для этой точки $\varphi = 1$. Таким образом, значение φ определяется положением точки B на окружности трубы и изменяется от 0 до 1 при выбранном расположении труб в одной горизонтальной плоскости.

Из изложенного очевидно, что для двух бесконечно больших параллельных плоскостей $\varphi = 1$ для любой точки, так как для каждой из них $\alpha_1 = \alpha_2 = 90^\circ$.

Если для любой точки на трубе определить угловые коэффициенты φ и отложить найденные величины, то можно найти среднее значение $\bar{\varphi}$ для всей окружности трубы; при постоянном значении φ по ее длине эффективная поверхность трубы

$$F_{\text{эф}} = \bar{\varphi} \pi dl = \bar{\varphi} F.$$

Аналитическое выражение для среднего углового коэффициента труб, расположенных с относительным шагом a между осями в одной горизонтальной плоскости, имеет вид¹

$$\bar{\varphi} = \frac{\arctg \sqrt{a^2 - 1} - \sqrt{a^2 - 1} + a}{\pi} \quad (\text{II-105})$$

Таким образом, среднее значение $\bar{\varphi}$ зависит от взаимного расположения труб и увеличивается при увеличении относительного шага $a = s/d$ (рис. II-11). Применительно к рассматриваемым усло-

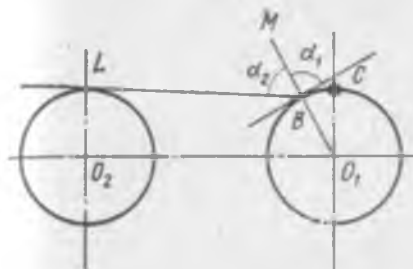


Рис. II-10. Схема к определению углового коэффициента для труб в одной горизонтальной плоскости

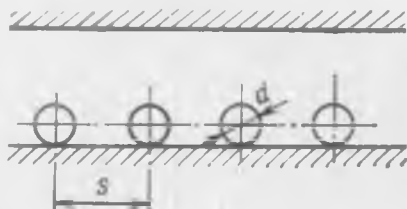


Рис. II-11. Схема к определению углового коэффициента цилиндров с учетом отражения от пода

виям боковая поверхность цилиндра $F_1 = \pi d$ при длине его $l = 1$ м. При расстоянии между осями цилиндров $s = ad$ на каждый метр длины трубы приходится площадь $F_2 = ad$ под цилиндрами или над ними. Поэтому на основании принципа взаимности (II-103) угловой коэффициент площади F_2 на трубы с поверхностью F_1

$$\bar{\psi} = \bar{\varphi} \frac{F_1}{F_2} = \bar{\varphi} \frac{\pi}{a} = \frac{\arctg \sqrt{a^2 - 1} - \sqrt{a^2 - 1} + a}{a} \quad (\text{II-106})$$

Если представить, что цилиндры расположены на горизонтальной плоскости пода печи, то угловой коэффициент $\bar{\varphi}$ будет определять долю лучистой энергии, падающей от труб на расположенный над ними свод, а угловой коэффициент $\bar{\psi}$ будет определять долю энергии, падающей от свода на трубы.

Из энергии излучения плоскости свода только часть, определяемая величиной $\bar{\psi}$, попадает на цилиндры; остальная часть энергии $(1 - \bar{\psi})$ попадает на плоскость, на которой расположены цилиндры (под), и воспринимается ею. Так как угловой коэффициент пода на трубы также составляет $\bar{\psi}$, то из энергии, воспринятой подом, цилиндрами удержится часть:

$$\bar{\bar{\psi}} = \bar{\psi} (1 - \bar{\psi}).$$

¹ Выводы выражений для угловых коэффициентов тел разной формы приведены в первом издании данной книги, вышедшей в 1964 г.

Следовательно, с учетом отражения лучистой энергии от пода боковой поверхностью цилиндров вся воспринимаемая энергия от излучения свода определяется общим угловым коэффициентом

$$\psi_{\text{общ}} = \bar{\psi} + \bar{\bar{\psi}} = \bar{\psi} (2 - \bar{\psi}).$$

Для перехода от общего углового коэффициента свода на цилиндры $\psi_{\text{общ}}$ к общему угловому коэффициенту цилиндров на свод $\psi_{\text{общ}}$ используются выражения (II—103) и (II—106), из которых находим

$$\Phi_{\text{общ}} = \psi_{\text{общ}} \frac{a}{\pi} = \bar{\psi} (2 - \bar{\psi}) \frac{a}{\pi},$$

либо

$$\Phi_{\text{общ}} = \bar{\psi} \left(2 - \bar{\psi} \frac{\pi}{a} \right). \quad (\text{II—107})$$

Для разных значений относительно шага a величины $\Phi_{\text{общ}}$ для цилиндров приведены на рис. II—12. Величины $\bar{\psi}$, определенные по выражению (II—105), и значения $\Phi_{\text{общ}}$ с учетом отражения от пода, определенные по выражению (II—107), приведены в табл. II—1.

Из сопоставления значений $\bar{\psi}$ без учета отражения от пода и $\Phi_{\text{общ}}$ с учетом отражения от пода видно, что роль отражения увеличивается при увеличении относительного шага. Очевидно, чем больше средний угловой коэффициент, тем равномернее распределяется энергия излучения по боковой поверхности цилиндра, тем ближе эффективная его поверхность к геометрической.

Таблица II—1

Угловые коэффициенты для цилиндров в зависимости от относительного шага a

Коэффици- циенты	a						
	1	1,5	2	3	4	5	10
$\bar{\psi}$	0,32	0,405	0,42	0,447	0,457	0,468	0,480
$\Phi_{\text{общ}}$	0,32	0,468	0,562	0,685	0,75	0,80	0,885
$\bar{\bar{\psi}}$	1,00	0,85	0,658	0,467	0,360	0,294	0,151
$\Phi_{\text{общ}}/\bar{\psi}$	1	1,16	1,34	1,53	1,64	1,7	1,84

глава III. ОСНОВНЫЕ ТРЕБОВАНИЯ К КОНСТРУКТИВНОМУ ОФОРМЛЕНИЮ РАБОЧЕЙ КАМЕРЫ. КЛАССИФИКАЦИЯ ПЕЧЕЙ

В рабочей (пекарной) камере печей протекает процесс тепловой и гидротермической обработки теста — хлеба — выпечка. Все остальные процессы, протекающие в печах, а также сами устройства, в которых они реализуются, такие, как сжигание топлива, внешний теплообмен и др., несмотря на достаточную сложность, являются вспомогательными и направлены в конечном счете на реализацию по возможности оптимального, соответствующего тому или иному сорту изделий процесса непосредственно в рабочей камере.

С этой точки зрения, требования, предъявляемые при проектировании печей хлебопекарного и кондитерского производств к конструктивному оформлению их рабочих камер, являются весьма ответственными, так как в зависимости от конструкции камеры: геометрических размеров, формы, размещения греющих поверхностей в отдельных зонах и т. п., а также от температурного уровня ведения технологического процесса зависит качество выпекаемой продукции. При этом следует учитывать, что, так как закономерность подвода тепла к тестовым заготовкам в отдельные периоды процесса выпечки различна, необходимо дифференцированно подходить к размещению греющих поверхностей как в различных зонах печей, так и в пределах самой зоны: размещать нагревательные каналы над и под печным конвейером. Эти конструктивные требования во многом и определяют режим работы печей.

Особую роль в печах, в частности в печах хлебопекарного производства, играет первый участок рабочей камеры — зона увлажнения. Здесь формируются объем, пористость изделий, образуется глянец на поверхности. Это обуславливает необходимость изучения процессов, происходящих в данной зоне, с целью разработки оптимальных конструкций зон увлажнения.

В связи с большим разнообразием типов и конструкций печей классификация их весьма сложна. Вместе с тем изучение ее необходимо для выполнения тепловых расчетов и проектирования новых типов печей.

1. РЕЖИМЫ РАБОТЫ ПЕЧЕЙ

Качество готовой продукции во многом зависит от режима работы печи в процессе эксплуатации и прежде всего от того, насколько условия в пекарной камере близки к оптимальным. В пекарной камере следует поддерживать необходимые температуру и относительную влажность, соответствующие выпекаемому сорту изделий.

В начальной стадии процесса выпечки тестовые заготовки увлажняются паром. Попадая на сравнительно холодную поверхность теста, которая составляет примерно 30°С, пар конденсируется. В результате на поверхности тестовых заготовок образуется тонкая пленка конденсата, что приводит к выработке изделий с тонкой глянцевитой корочкой.

При увлажнении паром, кроме того, некоторое количество его проникает внутрь тестовых заготовок, сорбируется ими. В результате происходит разрыхление мякиша и увеличение объема хлеба. Так как в процессе конденсации пара происходит выделение скрытой теплоты парообразования, то это способствует ускорению прогрева тестовых заготовок и сокращению в результате этого длительности выпечки.

Время пребывания тестовой заготовки в зоне увлажнения печи сравнительно невелико (по сравнению с длительностью выпечки) и составляет 2—3 мин. В то же время, как вытекает из сказанного выше, от того, насколько хорошо этот процесс организован, во многом зависит качество вырабатываемой в печи продукции. С целью создания в зоне пароувлажнения печи наилучших условий для конденсации на поверхности теста максимально возможного количества пара (такой максимально возможной величиной является примерно 100—150 г пара на 1 м² поверхности), в ней следует поддерживать сравнительно низкую температуру (не более 100—120°С) и максимально возможную относительную влажность — 70—85%.

Вслед за процессом увлажнения тестовых заготовок к ним сразу же следует подводить тепло с максимально возможной интенсивностью. Для этого в тех зонах печей, которые непосредственно примыкают к зоне увлажнения, т. е. в первых зонах обогрева печи, следует поддерживать самые высокие температуры из тех, которые имеют место в рабочей камере печи. Эти температуры в зависимости от сорта изделий могут изменяться примерно от 210—220°С до 260—270°С.

В процессе нагревания тестовых заготовок на начальных участках пекарной камеры газы, находящиеся в порах заготовок, расширяются, при этом увеличиваются также их объем и высота. В дальнейшем по мере протекания этого процесса рост тестовых заготовок прекращается и закрепляется их форма.

С целью подвода большого количества тепла к тестовым заготовкам на тех участках пекарной камеры, где происходит увеличение их объема, следует подводить в каналы печи больше греющих газов. Помимо общего увеличения подводимого в первые зоны количества греющих газов здесь, так же, как и в дальнейшем, необходимо также правильно разделить общий газовый поток на газы, подводимые в верхние и нижние греющие каналы печи, т. е. каналы, расположенные над и под пекарной камерой. При этом также происходит разделение общего теплового потока на потоки, подводимые к тестовым заготовкам сверху — к верхней корке и снизу — к нижней. От этого зависят процесс образования и толщина корок.

После того как процесс образования формы хлеба закончится, наступает следующий период процесса выпечки. В этот период количество тепла, подводимого к тестовым заготовкам, должно быть значительно меньше, чем в первом периоде. Объясняется это следующими причинами.

Тесто является влажным продуктом, поэтому в процессе выпечки при нагревании тестовых заготовок в них происходит перемеще-

ние и испарение влаги. Испарение влаги из поверхностных слоев приводит к тому, что они теряют влагу и превращаются в корки, при этом вследствие упека уменьшается масса тестовых заготовок. Для снижения величины упека следует уменьшить температуру в последних зонах печи. Таким образом, по мере протекания процесса выпечки температура в рабочей камере печи непрерывно уменьшается.

Исходя из всего сказанного выше, можно сделать выводы, что наилучшими условиями для протекания процесса выпечки являются следующие.

Невысокая, порядка 100, но не более 120°С, температура паровоздушной среды в зоне увлажнения печи и одновременно высокая влажность среды в этой зоне имеют место благодаря постоянному подводу большого количества пара. Следует, однако, указать, что в некоторых случаях, например при выпечке ржаных и ржано-пшеничных сортов хлеба, а также городских булок, в зоне увлажнения поддерживают более высокую температуру (130—140°С), а также высокую относительную влажность.

Максимальная температура (210—270°С) наблюдается в первой зоне пекарной камеры. Кроме того, в первой зоне пекарной камеры, которая непосредственно примыкает к зоне увлажнения, следует так организовать газораспределение между верхними и нижними каналами печи, чтобы основной поток греющих газов направлялся в канал, расположенный в нижней части пекарной камеры. При этом снизу к тестовым заготовкам подводится больше тепла, чем сверху, что способствует выработке «подбористых» изделий с большим объемом.

Сравнительно низкая, порядка 170—190°С, температура имеет место во второй половине пекарной камеры, т. е. последних зонах обогрева. Это, как указывалось выше, способствует уменьшению толщины корки и упека.

Температура воздуха в пекарной камере и в зоне увлажнения, относительная влажность воздуха в зоне увлажнения, а также продолжительность выпечки — основные величины, которые определяют режим работы печи и соответственно ее конструкцию.

Выпечка мучных кондитерских изделий происходит при иных режимах.

Результаты экспериментальных исследований позволяют рекомендовать следующий оптимальный режим выпечки печенья.

1. Вначале процесс выпечки должен происходить при высокой относительной влажности (60—70%) и сравнительно низкой температуре (не выше 160°С) среды пекарной камеры. Высокая относительная влажность интенсифицирует прогрев теста, способствующий началу процесса денатурации белков и клейстеризации крахмала, а также разложению химических разрыхлителей.

Невысокая температура в сочетании с высокой относительной влажностью среды пекарной камеры в начале выпечки благоприятствует протеканию физико-химических и коллоидных процессов в оптимальных условиях, без образования корочки на поверхности

изделий. Образующая в первом периоде выпечки эластичная пленка на поверхности изделий не оказывает значительного сопротивления расширяющимся газам внутри тестовых заготовок, что способствует постепенному подъему изделий и, следовательно, образованию пористой структуры.

2. Второй период выпечки характеризуется переменным температурным режимом среды пекарной камеры с постепенным увеличением температуры до 350—400° С. Относительную влажность среды можно снизить.

Во втором периоде выпечки продолжают и в основном завершаются физико-химические и коллоидные процессы в тесте, связанные с денатурацией белка, частичной клейстеризацией крахмала и разложением химических разрыхлителей. Такой режим выпечки предотвращает возможность образования утолщенной корочки и в целом положительно влияет на качество изделий.

3. Последний, третий, период выпечки происходит при постоянной температуре, сниженной до 250° С. В этом периоде завершаются образование структуры изделий и обезвоживание.

Продолжительность выпечки для каждого вида изделий зависит в первую очередь от температуры среды, влажности, типа теста, формы и массы заготовок.

Так, печенье обычно выпекается 4—5 мин. Галеты выпекают при более мягком режиме с обязательным увлажнением среды пекарной камеры в начале процесса. Температурный режим соблюдается следующий: в течение первых 4 мин постепенно повышают температуру с 230 до 260° С, а затем постепенно снижают ее до 205° С в конце выпечки. Общая длительность процесса выпечки для галет простых 12—15 мин, диетических и жирных (типа крекера) — 5—10 мин. Форсировать выпечку за счет повышения температуры не рекомендуется, так как возможно появление пузырей на поверхности изделий. Пряники также выпекают при переменном температурном режиме, максимальная температура не должна превышать 240° С. Для мятных пряников применяется более низкая температура (190—210° С) для того, чтобы избежать окрашивания их поверхности. Продолжительность выпечки до 6—8 мин.

Формовые сорта сдобного печенья целесообразно выпекать при переменном и высокотемпературном режиме: в первой трети печи при 220—280° С, в средней трети печи — при 300—370° С, в последней трети печи — при 280—250° С. Продолжительность выпечки не более 3 мин. Отсадочные бисквитно-сбивные и белково-сбивные сорта сдобного печенья выпекают при более низкой температуре (200—230° С) 5—7 мин, миндальное печенье — при 180—190° С 15—20 мин и т. д.

Процесс выпечки полуфабрикатов для тортов и пирожных имеет свои особенности. Проведенные в КТИППе исследования Е. Г. Бондаренко и А. Н. Дорохович позволили объяснить специфику механизма прогрева бисквитного полуфабриката: в начале прогрева заготовки верхние подкорковые слои нагреваются, как и при выпечке хлеба с большей скоростью, чем центральные. На 8—10-й минуте от

начала процесса выпечки происходит образование нижней и верхней корок. Верхняя корка, теплопроводность которой мала, является как бы заградительным барьером, препятствующим прогреву подкорковых слоев, и тепло на выпечку бисквитного полуфабриката в основном поступает через боковые и нижнюю поверхности, поэтому прогрев подкорковых слоев с момента образования корки отстает от прогрева центральных слоев.

При рациональном режиме выпечки бисквитного полуфабриката следует в первой зоне (0,1—0,4 длительности выпечки) плавно повышать температуру среды от 140 до 180° С. При этом температура нижней греющей поверхности должна быть 280—240° С, верхней — 180—240° С. Во второй зоне температура среды должна поддерживаться на уровне 175—180° С, температура верхней и нижней греющих поверхностей — 240° С.

Процесс выпечки вафельных листов имеет свои особенности, вытекающие из конструкции вафельных печей. Листы выпекаются между двумя массивными металлическими плитами контактным способом. При этом необходимо удалить из теста в очень короткое время (2 мин) значительное количество влаги (180% к сухой массе). Миграция влаги в тесте происходит в виде пара и обуславливается устойчивым градиентом общего давления, когда давление пара при нагревании увеличивается и становится выше барометрического. Исследования показали, что выпечка вафельного листа состоит из двух одновременно протекающих процессов — выпечки и сушки — и весь процесс характеризуется периодом падающей скорости влагоотдачи. В отличие от выпечки печенья при выпечке вафель не наблюдается периода постоянной скорости влагоотдачи, а стадия прогрева теста очень незначительна. Наиболее интенсивный массообмен в контактном слое наблюдается в начале выпечки с постепенным снижением скорости влагоотдачи. Анализ результатов исследований показал, что изменение объема листов (пористость) происходит в основном вследствие фазового превращения воды в пар и роль химических разрыхлителей при этом незначительна. Оптимальной температурой греющей поверхности печи следует считать 170° С, длительность выпечки около 2 мин.

2. ЗОНА УВЛАЖНЕНИЯ ХЛЕБОПЕКАРНЫХ ПЕЧЕЙ

Гигротермическая обработка тестовых заготовок при выпечке хлеба имеет важное значение и связана с качеством продукции.

Для образования глянца на поверхности батонов, круглого хлеба, рогаликов закарпатских и других подобных изделий необходимо в зоне увлажнения кратковременное (2—4 мин) воздействие насыщенного пара температурой 80—110° С и относительной влажностью 60—70%. Для образования гребешка на городской булке температура паровоздушной среды должна быть 130—160° С, относительная влажность 70—80%, длительность обработки 5—6 мин.

Для специальных сортов хлеба (ржаной и др.) гигротермическая обработка может отрицательно сказаться на его качестве и при-

вести к разрывам поверхности. В этих условиях гигротермическая обработка заменяется обжаркой при 320°C в течение 3—5 мин.

Скорость и характер протекания процесса выпечки в значительной мере зависят от степени увлажнения среды в первой стадии процесса и интенсивности конденсации пара на поверхности заготовки.

В начальной стадии процесса выпечки имеет место поглощение влаги из паровоздушной смеси в пекарной камере за счет конденсации пара на поверхности и сорбции в поверхностных слоях выпекаемого теста (адсорбция). Механизм процесса выпечки в условиях повышенной влажности среды пекарной камеры может быть обоснован закономерностями, изложенными в теории сорбции пара коллоидными капиллярнопористыми телами.

Н. И. Краснопевцев в 1940 г. обратил внимание на значение увлажнения среды пекарной камеры для процесса прогрева теста в начале выпечки и сформулировал основные положения по анализу работы и проектированию рабочих камер хлебопекарных печей. Он показал, что коэффициент теплоотдачи при конденсации пара равен примерно $1200 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, в то время как суммарный коэффициент теплоотдачи излучением и конвекцией обычно составляет $45\text{—}60 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Чем выше влажность среды, т. е. чем выше парциальное давление паров в среде пекарной камеры, тем медленнее происходит процесс испарения.

С теплотехнической точки зрения, процесс выпечки можно разделить на три периода: увлажнение поверхности хлеба конденсирующимися парами, испарение влаги из теста, выпаривание влаги (при углубляющейся зоне испарения).

Во время первого периода процесс передачи тепла идет с исключительной интенсивностью, значительно превышающей интенсивность теплоотдачи во втором и третьем периодах. При суммарном коэффициенте теплоотдачи излучением и конвекцией более $450\text{—}600 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ во втором и особенно третьем периодах начинается обугливание корки.

Из сказанного ясно значение, которое имеет влажность среды пекарной камеры как фактор, влияющий на качественную сторону выпечки, и как фактор ускорения процесса. Исходя из этого, Н. И. Краснопевцев разработал положение о наиболее благоприятных для процесса выпечки конфигурациях пекарной камеры и печного конвейера. Оно сводится к следующему.

В камере, заполненной горячим газом и сообщаемой с окружающим пространством, возникает движение (естественная вентиляция), причем наружный воздух втекает в камеру через нижнюю часть посадочного отверстия, а горячий — вытекает через верхнюю часть отверстия. Интенсивность вентиляции зависит от разности плотности газов, находящихся по обеим сторонам отверстия, и конфигурации камеры. Процесс вентиляции вызывает непроизводительную потерю на нагрев вентиляционного воздуха. Кроме того, чем больше проходит вентиляционного воздуха через

камеру, тем выше расход пара на увлажнение камеры, чтобы его парциальное давление (следовательно, и температура конденсации) было достаточно высоким. Из этого вытекает следующее. Если конвейер горизонтальный или перемещает хлеб от места погрузки вниз, то благоприятного режима влажности среды в первой зоне пекарной камеры получить нельзя. По утверждению Н. И. Краснопевцева «универсальные печи с плоским горизонтальным конвейером являются техническим абсурдом».

В люлечных конвейерных печах важно соблюдать условие, чтобы при первой остановке люльки после посадки она была выше верха посадочного отверстия и при наличии вытяжного канала — выше вытяжного отверстия. Получить достаточную влажность в первой зоне пекарной камеры за счет испарившейся из хлеба влаги во второй половине выпечки теоретически возможно, но пока ни в одной конструкции конвейерной печи этого достичь не удалось.

Для создания необходимой влажности среды в первой зоне пекарной камеры в современных конструкциях конвейерных печей требуется подача дополнительного пара. Не следует считать, что теплоотдающие поверхности должны обязательно располагаться над и под конвейером. В первой зоне теплоотдача сверху создается автоматически. Паровая среда, заполняющая верхнюю часть камеры, выполняет роль твердой теплоотдающей поверхности.

Степень вентиляции пекарной камеры, как показали исследования, проведенные И. М. Ройтером и Л. М. Маркиановой, в значительной степени сказывается на аромате хлеба.

Наибольшее количество карбонильных соединений, обуславливающих специфический аромат, обнаружено в хлебе, выпеченном в печи ХПК-1 со стационарным подом (в 1,4—1,75 раза выше, чем в хлебе, выпеченном в конвейерных печах АЦХ и ФТЛ-2). В этой печи вентиляция пекарной камеры незначительна. Мало карбонильных соединений обнаружено в хлебе из печи БН-50, имеющей плоский горизонтальный под.

На Одесском хлебозаводе-автомате № 2 в свое время А. А. Михелевым была осуществлена реконструкция печи АЦХ и созданы оптимальные режимы гигротермической обработки тестовых заготовок. Камера гигротермической обработки была вынесена за пределы пекарной камеры (рис. III—1).

При установке камеры последнюю ветвь конвейера расстойки перед входом в нее опускали вниз, затем поднимали и снова опускали и затем она входила в печь. Обогрев дополнительной камеры производился теплом уходящих газов. Последние из вертикального борова подводились к 45 чугунным трубам диаметром 100 мм, уложенным в пять рядов в шахматном порядке. Над верхним ярусом дымогарных труб расположены трубы с соплами, через которые подается и разбрызгивается вода. Капли воды, падая на дымогарные трубы, превращаются в пар. Количество подаваемого пара регулируется расходом воды.

Благодаря куполообразной форме камеры гигротермической обработки образующийся пар всегда остается в верхней части ее и конденсируется на холодной поверхности теста. Газослив в паровой коробке со стороны загрузки расположен ниже греющих поверхностей труб, благодаря чему вентиляция в паровой коробке незначительна.

Описанное устройство соответствовало требованиям к зонам гигротермической обработки, благодаря чему расход пара при внедрении снизился с 211 до 78 кг/т.

В некоторых современных конвейерных хлебопекарных печах начальная стадия выпечки не соответствует необходимым требованиям и конструктивно оформлена неудачно. Это приводит к

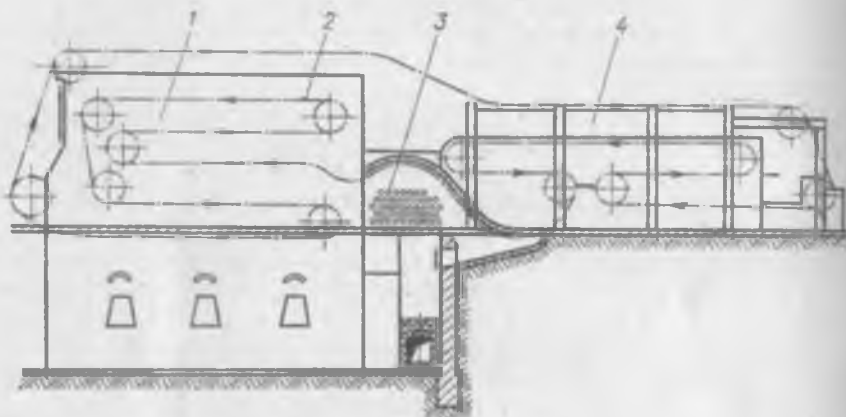


Рис. III—1. Схема установки вынесенной камеры гигротермической обработки на печи АЦХ:

1 — печь; 2 — конвейер печи; 3 — вынесенная камера гигротермической обработки; 4 — расстойный шкаф

значительному увеличению расхода пара на увлажнение среды; при меньшем расходе пара качество хлеба получается неудовлетворительным.

На рис. III—2 приведен график температур выпечки хлеба из пшеничной муки II сорта массой 0,5 кг в печи ФТЛ-2 без подачи и с подачей пара в рабочую камеру печи.

Из рис. III—2 видно, что даже в печи с увлажнением среды уже через 1 мин после посадки температура среды достигает 190°C , а максимальная влажность 85% соответствует 2 мин выпечки, когда температура поверхности тестовой заготовки соответствует 80°C . Поэтому в это время конденсация пара на поверхности тестовых заготовок не происходит.

Таким образом, режим влажности в современных конвейерных печах ФТЛ-2 нельзя признать удовлетворительным. Объясняется это тем, что даже при подаче значительного количества пара в пекарную камеру (до 250 кг/т и более) при выработке батонов относительная влажность в начальной стадии выпечки недоста-

точно. Такое положение является следствием значительных вентиляционных потерь через посадочное устье и неплотности ограждений пекарной камеры.

В связи с тем что печи ФТЛ-2 широко распространены, были предложены многочисленные способы их реконструкции для улучшения качества гигротермической обработки тестовых заготовок.

На рис. III—3 приведена схема реконструированной на ленинградском хлебозаводе «Красная Заря» печи ФТЛ-2.

Конвейер 1 печи,* перемещаясь от места посадки, входит в вынесенную зону гигротермической обработки 2, где создаются хорошие условия для конденсации пара на поверхности тестовых заготовок.

Аналогичную конструкцию имеют ошпарочно-печные агрегаты для бараночных изделий.

В тоннельных печах применяются несколько конструкций устройств для гигротермической обработки. Некоторые из них позволяют создать режимы, близкие к оптимальным.

Устройство для увлажнения тестовых заготовок в печи «Маммут» (выпуск 1929 г.) является одним из лучших. В месте посадки тестовых заготовок на открытом участке пода установлена паровая коробка, имеющая форму ящика, перевернутого вверх дном. При помощи специального механизма коробка опускается на под, накрывает расположенные на нем заготовки и движется вместе с подом в направлении пекарной камеры. На освободившуюся часть пода за коробкой производится посадка тестовых заготовок. Затем коробка поднимается на 120 мм, с большой скоростью возвращается назад и вновь опускается на под, накрывая тестовые заготовки, еще не подвергнутые гигротермической обработке. Во время перемещения коробки в направлении пекарной камеры открывается вентиль и в коробку поступает пар. Благодаря хорошей гигротермической обработке в печи вырабатываются изделия хорошего качества. В паровом колпаке поддерживается

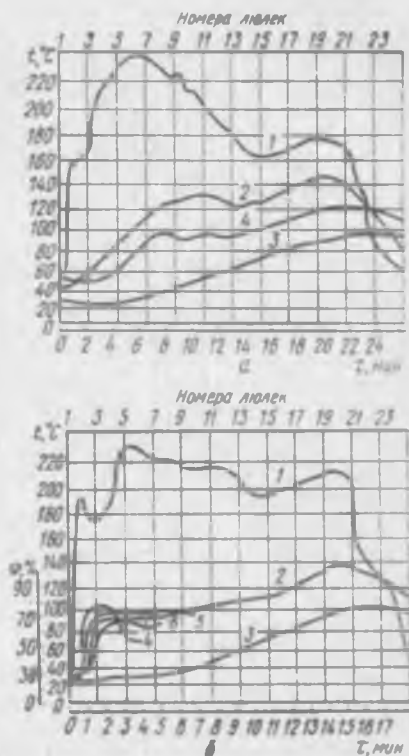


Рис. III—2. График температур, записанный при выпечке в печи ФТЛ-2 с 24 лееками без пароувлажнения (а) и с пароувлажнением (б):

1 — рабочая камера; 2 — верхняя поверхность теста — хлеба; 3 — центральный слой теста — хлеба; 4 — нижняя корка; 5 — мокрый термометр; 6 — точка росы

температура среды 118—120°С и относительная влажность 80—82%. График температур печи «Маммут» приведен на рис. III—4.

С теплотехнической точки зрения конструкция гигротермического устройства решена удачно, но она очень громоздка и не позволяет механизировать посадку тестовых заготовок на под печи.

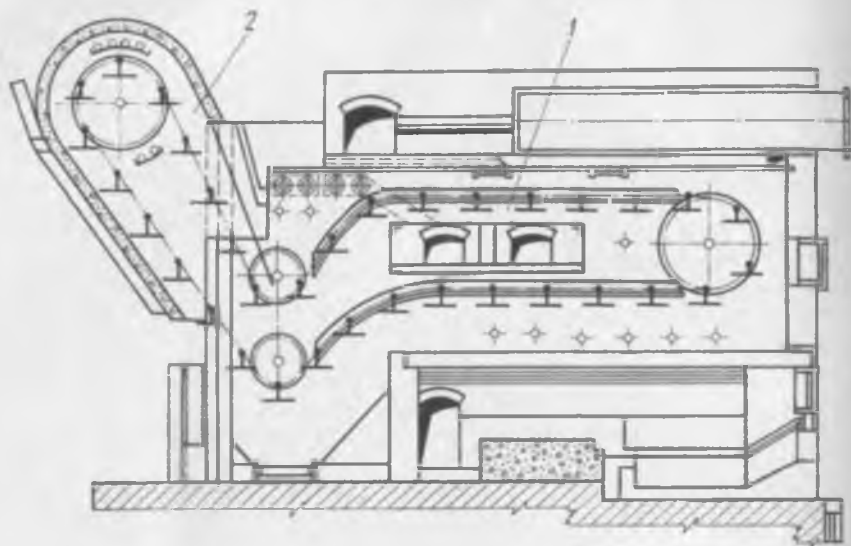


Рис. III—3. Схема реконструированной печи ФТЛ-2 с вынесенной зоной гигротермической обработки

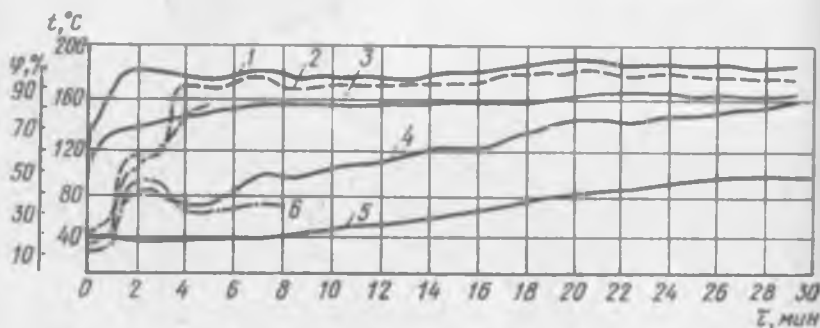


Рис. III—4. График температур в рабочей камере печи «Маммут»:

1 — температура неэкранированной термопары; 2 — температура экранированной термопары; 3 — температура нижней корки; 4 — верхней корки; 5 — центра; 6 — мокрого термометра; пунктирная кривая без обозначения — относительная влажность

В современных тоннельных печах применяются устройства для гигротермической обработки, имеющие более простые решения, но технологически менее совершенные. На рис. III—5 показано такое устройство в печах фирмы «Специаль». Пар подводится по

шести перфорированным трубам 2, заглушенным с одной стороны. В каждой трубе имеются отверстия диаметром по 2,5 мм, размещенные с шагом 43 мм. Трубы вводятся через боковую поверхность пекарной камеры. Для уменьшения растекания паровоздушной среды зона увлажнения отделена от остальной части камеры поворотными заслонками и на пароподающих трубах установлен колпак 1. Каждая паровая труба имеет кран 3, регули-

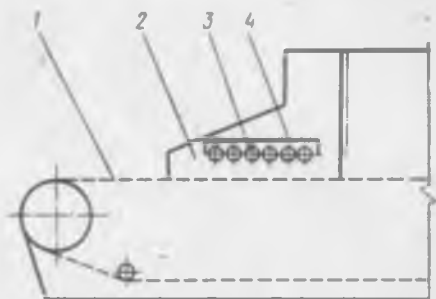
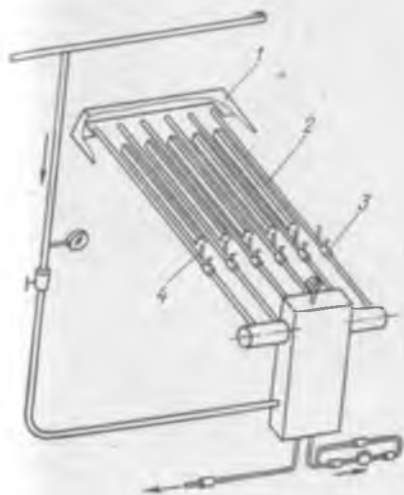


Рис. III—6. Схема дополнительного устройства для гигротермической обработки тестовых заготовок в печах БН

◀ Рис. III—5. Схема подачи пара в пекарную камеру

рующий подачу пара, и рукоятки 4, с помощью которых можно изменить направление паровых струй.

Основным недостатком пароувлажнительного устройства печей БН является размещение его над горизонтальным конвейером, что вызывает большое движение пара с вентиляционным воздухом и перегрев пара при соприкосновении с греющими поверхностями, имеющими температуру 300—400° С.

Для улучшения качества выпекаемой продукции можно применить дополнительные устройства для гигротермической обработки тестовых заготовок перед входом в пекарную камеру.

Эти устройства (рис. III—6) состоят из металлического колпака 2, покрывающего участок пода 1 перед пекарной камерой по всей ее ширине. Пар подводится по перфорированным трубам 3. Над трубами расположен экран 4. Для равномерного подвода пара половина труб соединена с коллектором, расположенным с правой стороны печи, и половина — с коллектором, расположенным с левой стороны. Необходимость равномерного подвода пара по ширине печи вызвана тем, что выходящий из отверстий пар очень быстро смешивается с наружным воздухом и гигротермическая обработка в основном производится только выходящей струей пара. Недостатком этого устройства является большая вентиляция,

вызывающая высокий расход пара и снижающая конденсацию на поверхности изделий.

В КТИППе разработано устройство, позволяющее улучшить качество гигротермической обработки изделий, выпекаемых в печах БН и ПХС. Устройство (рис. III—7) представляет собой кол-

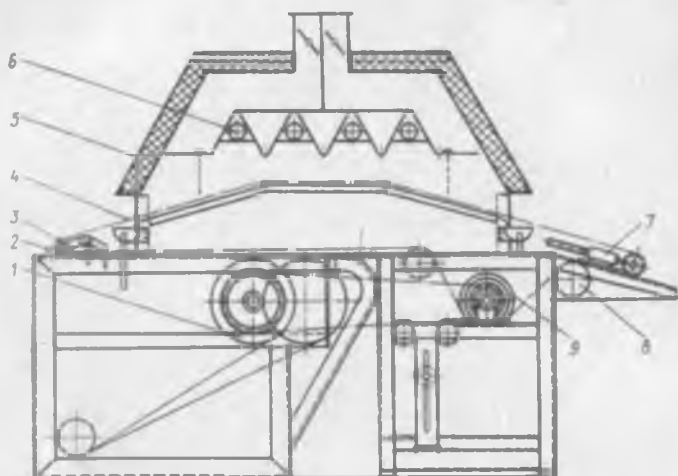


Рис. III—7. Пароувлажнительное устройство

пак 5, куда по перфорированным трубам 6 подается пар. Внутри парового колпака находится сетчатый транспортер 4, который имеет средний горизонтальный и боковые наклонные участки. Транспортер приводится в движение приводным барабаном 9 от натяжной станции 1. Имеется натяжная станция 7 и отклоняющие ролики 8. Сетчатый транспортер огибает ролик 3 диаметром 30 мм, и тестовые заготовки при помощи пересадочного валика 2 попадают на под печи. Это устройство обеспечивает хорошее качество гигротермической обработки.

Устройство, обеспечивающее хорошее качество тестовых заготовок и в то же время исключающее недостатки, связанные с пересадкой изделий, применяется в тоннельных хлебопекарных печах ПХК (рис. III—8) и РЗ-ХПУ. Сетчатый под в печах, прикрепленный к тяговым цепям, позволяет перемещать его по заданной траектории. Пароувлажнительное устройство в этих печах представляет собой камеру 1, в которую при помощи перфорированных труб 2 подается пар для увлажнения. Под печи 5 поднимается при помощи направляющих и стола 4 и вводит тестовые заготовки в паровой колпак. В устройстве имеются заслонки 6, устанавливаемые в зависимости от высоты заготовки. Для устранения конденсации пара предусмотрены нижний подогрев 7 и вытяжное устройство 3.

Были исследованы устройства для гигротермической обработки тестовых заготовок, вынесенных за пределы пекарной камеры в печах ПХК и БН-50. Одновременно работало основное и дополнительное устройство печи БН (см. рис. III—6). Результаты исследований позволяют сделать вывод, что такие устройства обес-

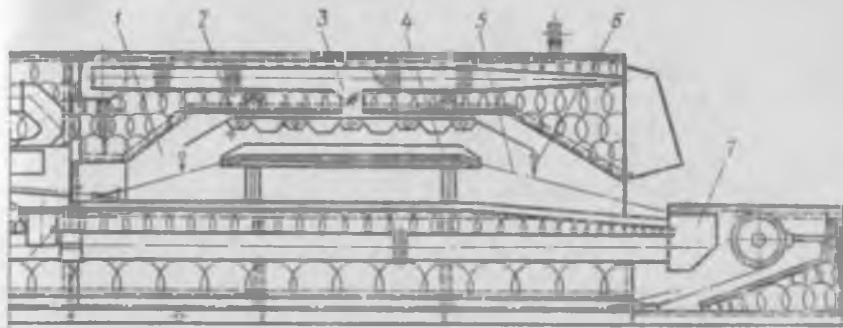


Рис. III—8. Схема устройства для гигротермической обработки в печах ПХК

печивают интенсивный процесс сорбции пара на поверхности тестовых заготовок и получение хлебобулочных изделий с тонкой коркой и хорошим глянцем. Гигротермическая обработка тестовых заготовок в подобных устройствах обеспечивает снижение потерь от упека до 0,8%.

3. ЗОНЫ ПЕКАРНОЙ КАМЕРЫ ДЛЯ ПЕРВОГО И ВТОРОГО ПЕРИОДОВ ВЫПЕЧКИ

Первый период выпечки характеризуется переменным объемом изделий и возрастающей скоростью влагоотдачи. Он заканчивается при закреплении формы изделия и доведении температуры поверхностных слоев до 100°C . В этот период на первой части конвейера должны быть созданы условия, обеспечивающие образование формы и структуры хлеба вследствие интенсивного теплообмена.

На увлажненной поверхности изделия после зоны увлажнения происходит клейстеризация крахмала. Повышение температуры этого слоя обеспечивает формирование корки.

Значительное количество тепла требуется в первый период выпечки для образования формы и структуры хлеба, т.е. для подъема изделия, который обусловлен расширением газов в массе теста.

Необходимая интенсивность внешнего теплообмена в первый период достигается размещением теплоотдающей поверхности температурой $330\text{--}400^{\circ}\text{C}$ под первой частью печного конвейера. Теплоотдающая поверхность оформляется в виде каналов с малым термическим сопротивлением или в виде нагревательных труб (трубок Перкинса), электронагревателей и др.

Над первой нитью конвейера может не быть греющей поверхности, ее заменяет паровая среда, заполняющая верхнюю часть камеры. В этом случае хлеб получает тепло от паровоздушной среды, заполняющей пекарную камеру. В процессе выпечки излучение от пара, заполняющего пекарную камеру, играет значительную роль. Теплоотдающая поверхность может быть размещена под конвейером. Такое решение конструктивно удобно, но при этом имеет место циркуляция в камере, что приводит к увеличению расхода пара на увлажнение и повышению удельного расхода топлива на выпечку.

Важным фактором, влияющим на интенсивность лучистого теплообмена, является расстояние между поверхностью хлеба и теплоотдающей поверхностью. В связи с этим укорочение подвески люльки до 90 мм при эксплуатации различных конвейерных печей положительно сказывается на качестве изделий, хотя надежность работы печи в этом случае снижается.

Важное значение имеют также высота и объем пекарной камеры, которые следует сокращать до возможных пределов. Для уменьшения объема пекарной камеры в печах некоторых конструкций между ветвями конвейера размещают специальный металлический короб (печь ХПЭ). При уменьшении объема пекарной камеры уменьшается и общий объем ограждения печи, что улучшает ее технико-экономические показатели.

Второй период выпечки, т.е. период постоянной скорости влагоудаления и постоянного объема изделий, характеризуется интенсивным углублением зоны испарения и образованием корки за счет влагоотдачи (упек) в пекарную камеру.

В различных печах упек составляет от 6 до 12%, причем на испарение влаги при выпечке расходуется до 70% общего количества тепла на выпечку. Упек образуется исключительно за счет испарения влаги из поверхностных слоев хлеба и на влажность мякиша влияния не оказывает (влажность остывшего хлеба мало отличается от влажности теста). Поэтому снижение потерь от упека до оптимальных пределов является задачей первостепенной важности, обеспечивающей получение хлеба высокого качества и уменьшение расхода топлива.

Установлено, что хлеб наилучшего качества получается при переменном режиме выпечки. В начале процесса к заготовкам подводится наибольшее количество тепла, а во второй период интенсивность теплообмена резко снижается. В конвейерных печах снижение интенсивности теплообмена во второй период достигается сведением до минимума излучения на открытую поверхность хлеба, что имеет место при удалении средней теплоотдающей поверхности. В этих условиях во второй период выпечки соответственно снижается температура среды пекарной камеры до 180—200°С, т.е. до температуры, несколько превышающей температуру поверхностного слоя изделия в начале второго периода.

Интенсивность проникновения инфракрасных лучей в тесто — хлеб во второй половине выпечки значительно влияет на обезво-

живание поверхностных слоев теста и на величину упека. Как показали опыты, при установке экрана над выпекаемыми изделиями во второй период выпечки уpek снижается для формового хлеба на 0,44—0,85%, для подового — на 1,2—1,3%. Так как более тонкая корка способствует более интенсивному прогреву центральных слоев мякиша, то при экранировании сокращается продолжительность выпечки вследствие прогрева центральных слоев теста — хлеба до конечной температуры в более короткий срок.

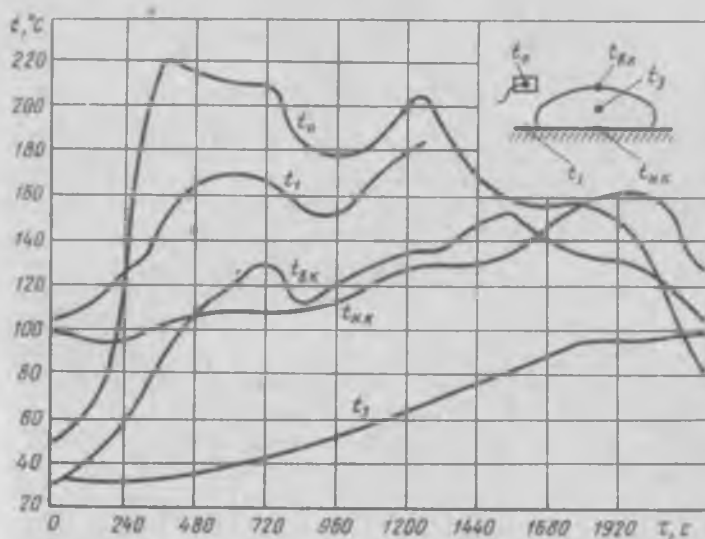


Рис. III—9. График температур печи ХВЛ без греющих поверхностей между первой и второй, третьей и четвертой нитями конвейера

Результаты исследований позволили установить, что отсутствие средней теплоотдающей поверхности (радиатора) между двумя нитями люлочно-подикового конвейера приводит во второй период выпечки к меньшим потерям от упека.

Движущиеся в пекарной камере люльки с тестом на верхней нити конвейера являются естественным экраном для открытой поверхности теста — хлеба, выпекаемого на нижней нити (во второй период выпечки), поэтому интенсивность теплоотдачи излучением от верхней греющей поверхности снижается. С этой точки зрения, удаление радиаторной коробки из двух ниточных конвейерных печей и греющих поверхностей между 3-й и 4-й нитями из четырехниточных конвейерных печей находит свое оправдание.

Таким образом, экранирование нижней нити конвейера люльками верхней нити во второй половине процесса выпечки способствует сокращению упека и ускорению выпечки. Однако, как видно на рис. III—9, температурные кривые поверхностных слоев

теста — хлеба характерны отсутствием плавности, что сказывается на структуре мякиша (плотность, пористость).

В тоннельных хлебопекарных печах схема газораспределения позволяет создать заданные температурные режимы в любой части пекарной камеры, но задача осложняется сильной вентиляцией среды пекарной камеры. При проектировании таких печей следует принимать меры к сокращению степени вентиляции: поднимать и опускать конвейер в начале и в конце пекарной камеры, что позволяет создать неветилируемое пространство. В некоторых конструкциях печей применяют заслонки из металла, фторопласта и специальных теплостойких тканей.

Высоту пекарной камеры следует делать по возможности меньше, чтобы приблизить верхние греющие поверхности и сократить вентиляционные потери.

В печах БН, ПХК и РЗ-ХПУ высота пекарной камеры 200 мм, это обеспечивает прохождение хлеба любого ассортимента и хорошую теплоотдачу от верхней греющей поверхности.

4. ПЕКАРНАЯ КАМЕРА ДЛЯ МУЧНЫХ КОНДИТЕРСКИХ ИЗДЕЛИЙ

Режимы выпечки мучных кондитерских изделий различаются между собой и отличаются от режимов выработки хлеба и булочных изделий. Ближе всего к режимам выпечки хлеба подходит выработка бисквитного полуфабриката.

Пекарная камера печи для бисквита должна отвечать тем же требованиям, что и камера для выработки хлеба, но гигротермическую обработку следует исключить. Для выпечки бисквита можно рекомендовать хлебопекарную печь без подачи пара в пекарную камеру. При наличии вынесенной зоны гигротермической обработки ее следует демонтировать или использовать как обычную пекарную камеру.

Длительность выпечки бисквитного полуфабриката 25 мин. Продолжительность выпечки печенья 3—5 мин, выпечки галет — 15—55 мин. В соответствии с этим в пекарной камере должна поддерживаться более высокая температура (от 160 до 400°С). В печах кондитерского производства нашли широкое применение такие виды обогрева, как внутрикамерный газовыми горелками и электрический с электронагревателями сопротивления и инфракрасными нагревателями.

Печи с канальным обогревом пекарной камеры не получили распространения и сейчас сняты с производства (печь ВКНИИ). К пекарной камере печей для выработки мучных кондитерских изделий должны предъявляться следующие требования:

- 1) обеспечить получение температуры среды с регулированием в различных зонах от 140 до 400°С;
- 2) обеспечить возможность широкого регулирования отдельного теплоподвода сверху и снизу в первой зоне выпечки;
- 3) обеспечить возможность увлажнения первой зоны до 60—70% (для выработки печенья).

5. КЛАССИФИКАЦИЯ ПЕЧЕЙ

При изучении печей хлебопекарного и кондитерского производств для удобства производят разбивку их на группы.

В основу классификации печей положены следующие основные признаки: технологический, определяющий назначение печного агрегата; теплотехнический, определяющий способ генерации тепла и обогрева пекарной камеры; конструкция пекарной камеры; степень механизации и автоматизации; площадь пода.

Технологические признаки

Исходя из этих признаков, печи делятся на универсальные, предназначенные для выработки широкого ассортимента, и специальные — для выработки одного или нескольких сортов изделий.

Печи для выработки широкого ассортимента могут быть использованы как отдельный агрегат с ручной загрузкой и выгрузкой, так и в составе механизированных линий. В этих печах могут выпекаться хлеб, булочные и мелкоштучные изделия и некоторые виды кондитерских изделий.

В специализированных печах выпекается ограниченный ассортимент изделий. К таким печам относятся бараночные со специальной зоной ошпарки, пряничные, для формовых изделий, для ржаного хлеба, для национальных сортов хлеба. Печи универсальные, но реконструированные для выработки узкого ассортимента (например, печи АЦХ для хлеба украинского нового), также относятся к специализированным.

Теплотехнические признаки

По этим признакам печные установки делятся на жаровые печи, или печи с регенеративным обогревом, каналные, пароводяные, с обогревом паровым, со смешанным, с циклотермическим, с конвективным, с газовым, с электрическим, с прогревом теста в электрическом поле высокой частоты и инфракрасными лучами.

Печи жаровые, или печи с регенеративным обогревом. В этих печах пекарная камера служит одновременно и топочным пространством. К печам такого типа относятся жаровые печи ХПЖ и печи для национальных сортов хлеба — тандыры и торни.

Существует большая разновидность кустарных печей для выработки национальных сортов. К ним относятся тандыры даглинский, армянский, узбекский, грузинская торня, и др. Все эти печи, кроме узбекского тандыра, по форме напоминают горшок глубиной 1,1—1,7 м и диаметром в средней части 1,0—1,6 м, полностью или частично расположенный в земле. В качестве топлива используют дрова твердой породы или древесный уголь. Работа печей периодическая. Перед выпечкой печь разогревают. После сгорания топлива на дне печи остаются угли, которые в процессе выпечки выполняют

роль теплоотдающей поверхности. Температура тлеющих углей 450—600° С. Подом служит внутренняя боковая поверхность печи, которая в период разогрева аккумулирует тепло. Теплообмен между хлебом и греющими поверхностями осуществляется в основном кондукцией от пода печи и лучеиспусканием от греющих поверхностей. Конвективный теплообмен незначителен ввиду малых скоростей среды пекарной камеры.

Узбекский тандыр отличается от перечисленных выше горизонтальным расположением и представляет собой полый цилиндр, оканчивающийся со стороны фронта посадки усеченным конусом.

Печи с канальным обогревом. При этом способе обогрева теплоносителями являются дымовые газы, проходящие по системе каналов. Тепло от горячих газов передается в пекарную камеру через обращенную к ней стенку канала. Конструкция каналов разнообразна: каналы бывают прямоугольного сечения с разным отношением ширины канала к его высоте и каналы круглого сечения из стальных или чугунных труб.

Рабочая стенка канала — поверхность теплообмена — в зависимости от температуры дымовых газов и интенсивности теплообмена выполняется из различных материалов. В каналах, работающих в области высоких температур, рабочая стенка выполняется из огнеупорного материала (шамотный кирпич, огнеупорная глина). Если канал предназначен для работы в области температур 800° С и ниже, его выполняют из листовой стали или стальных и чугунных труб.

По термическому сопротивлению рабочей стенки каналы делятся на три группы:

- 1) с большим сопротивлением;
- 2) с малым сопротивлением; 1—4 плоские стенки выполнены из стальных листов. Их также выполняют в виде однорядного пучка чугунных или стальных труб;
- 3) с разными термическими сопротивлениями.

В этой группе каналов имеются две разновидности. К первой из них относятся каналы в виде коробов из стальных листов. Такие каналы располагают между ветвями конвейера. В соответствии с кинетикой теплообмена нижний лист короба с внутренней стороны или верхний лист с наружной стороны покрывают слоем огнеупорного материала с большим термическим сопротивлением. Ко второй разновидности относятся каналы с одной плоской стенкой, имеющей различную толщину (разное термическое сопротивление).

Печи с пароводяным обогревом. При этом способе обогрева применяются нагревательные трубки Перкинса. Теплоносителем является смесь из воды и пара при давлении 10—12 МПа. Толстостенные стальные трубки заполнены дистиллированной водой на 32—33%. Помещенный в топке меньший конец трубки нагревается факелом. Это приводит к тому, что вода, заполняющая трубку, превращается в пар. В связи с тем что объем водяного пара значительно больше такого же по массе объема воды и нагревательная трубка герметически закрыта с обеих сторон, по мере нагревания

давление пара в трубке будет повышаться. В результате повышается температура кипения находящейся в ней воды.

В хлебопекарных печах давление в нагревательных трубках весьма высокое и составляет порядка 10 МПа. В этих условиях температура кипения воды и насыщенного пара составляет 310°С.

В связи с тем что второй, больший, конец трубки помещен в пекарную камеру, пар в этой части трубки охлаждается и конденсируется. Выделяющееся в процессе конденсации тепло передается в пекарную камеру, в результате в ней поддерживается сравнительно высокая температура, достигающая при выпечке ржаных сортов хлеба до 270°С, а также осуществляется обогрев выпекаемых тестовых заготовок. Образующаяся в результате конденсации вода стекает в топочный конец трубки, где вновь испаряется, так что в нагревательной трубке происходит непрерывная циркуляция воды и пара.

Печи с обогревом паром высокого давления. В этих печах в качестве теплоносителя применяется насыщенный пар высокого давления—10—12 МПа, который получают в специальных нагревательных секциях—парогенераторах. На рис. III—10 приведена схема обогрева этих печей. Из парогенераторов 1 по паропроводу 2 насыщенный пар направляется в обогревательные секции—радиаторы 3. Конденсат поступает в нижний коллектор парогенераторов по конденсатопроводу 4.



Рис. III—10. Схема обогрева печи паром высокого давления

Печи со смешанным обогревом. В печах этого типа применяют канальный обогрев в низу и вверху пекарной камеры. В средней части камеры обогрев осуществляется трубками Перкинса. Дымовые газы из топки отдают часть тепла на нагрев пучка трубок и поступают в греющие каналы печи.

Печи с циклотермическим обогревом. Современным способом обогрева печей является обогрев их продуктами сгорания, смешанными с рециркулирующими газами. В этих условиях снижаются температура и излучающая способность греющих газов. Для компенсации этого и сохранения необходимой интенсивности теплопередачи греющие газы перемещаются со значительной скоростью с помощью вентилятора рециркуляции. При этом увеличивается теплоотдача при вынужденной конвекции, что компенсирует уменьшение лучистой теплоотдачи.

Повышение скорости греющего газа связано с увеличением расхода электроэнергии на привод рециркуляционного вентилятора пропорционально третьей степени объемного расхода газа. Это следует учитывать при выборе кратности рециркуляции и скорости перемещения газов в каналах.

Система циклотермического обогрева газами, имеющими относительно небольшую температуру (до 600°С), позволяет создать печь с узлами обогрева (топка, газораспределительные устройства,

греющие каналы), изготовленными из металла с применением теплоизоляции в виде минеральной ваты или минераловатных плит.

На рис. III—11 приведена схема обогрева одного контура печи с циклотермическим обогревом. Горючая смесь подается в камеру сгорания 2. Образовавшиеся продукты горения с высокой температурой попадают в камеру смешения 3, куда поступают газы, со сравнительно низкой температурой, возвращаемые на рециркуляцию после передачи тепла в пекарную камеру.

Оба потока смешиваются и образуют поток газов, идущих в систему обогрева пекарной камеры 4. После прохождения греющих каналов газы поступают в вентилятор рециркуляции 5. Отсюда часть газов возвращается на рециркуляцию, а остальная часть газов, количество которых равно количеству продуктов сгорания с учетом присоса воздуха в системе, направляется в трубу 1.

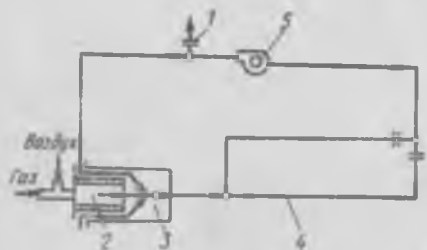


Рис. III—11. Схема рециркуляционного обогрева

Печи с конвективным обогревом. К этому типу печей относятся печные агрегаты, в которых передача тепла к тесту — хлебу производится рециркулирующим горячим воздухом, нагреваемым в отдельном генераторе. Горячий воздух подается в пекарную камеру через специальные сопла и после охлаждения засасывается всасывающим устройством и продувается через генератор тепла вентилятором.

Конвективный теплообмен может применяться и в совокупности с другими видами обогрева. В этом случае специального генератора тепла может и не быть и его роль играют теплопередающие устройства в пекарной камере.

Печи с электрообогревом. Электрический обогрев рабочей камеры печей хлебопекарного и кондитерского производств получает в настоящее время все большее распространение в промышленности вследствие больших преимуществ его перед другими видами обогрева. Такие печи имеют сравнительно простую конструкцию. С их применением улучшаются санитарно-гигиенические условия труда на предприятии, повышается культура производства, сравнительно легко осуществляется позонное регулирование температуры в рабочей камере печей.

Кроме того, печи с электрическим обогревом обладают малой теплоаккумулирующей способностью, позволяют легко осуществлять переход с одного теплового режима на другой, что делает их перспективными в условиях сменной работы промышленных предприятий. Электрические и другие генераторы излучения классифицируют по приведенным ниже признакам.

1. По длине максимума излучения, зависящей от температуры излучателя:

а) темные длинноволновые излучатели, максимум излучения которых находится в области невидимых инфракрасных лучей с длиной волны $\lambda > 1,3$ мкм. При температуре излучателей 400°C и ниже в спектре излучения их отсутствуют лучи видимого света;

б) светлые коротковолновые излучатели, работающие при температуре $1500\text{—}1800^\circ\text{C}$. Максимум излучения у них приходится на область с длиной волны $\lambda \leq 1,3$ мкм.

2. По конструкции электронагревателей:

а) элементы сопротивления;

б) зеркальные инфракрасные лампы накаливания;

в) излучатели с кварцевыми трубками.

К генераторам излучения предъявляются следующие общие требования:

1. Стабильность распределения интенсивности излучения в спектре излучателя.

2. Максимально возможная равномерность облучения обрабатываемого материала (пищевых продуктов), т. е. возможно большая равномерность энергетической освещенности на всей поверхности облучаемого материала. Для этого расстояние между генераторами выбирают таким образом, чтобы совмещенная эпюра излучения отдельных генераторов давала бы по возможности равномерную энергетическую освещенность объектов облучения.

3. Срок службы излучателя должен быть по возможности максимальным.

4. Излучатели должны обладать минимальной тепловой инерцией, т. е. время от момента включения излучателя до доведения его до рабочего состояния должно быть минимальным.

5. Стойкость по отношению к воздействию влаги и химически активных газов, содержащихся в среде рабочей камеры печей хлебопекарного и кондитерского производств.

6. Максимальный энергетический (радиационный) коэффициент полезного действия, который характеризует долю энергии, преобразованной в излучение, от общей энергии, подведенной к генератору.

Трубчатые электронагреватели (элементы сопротивления) имеют следующие преимущества перед нагревателями других типов: они надежны при вибрациях и значительных ударных нагрузках; могут иметь любую форму; корпус нагревателя не находится под напряжением.

По своему назначению трубчатые электронагреватели делятся на серии, из которых в хлебопекарных печах применяются следующие:

ТЭН для нагрева до 200°C масел и пищевых жиров и до $250\text{—}350^\circ\text{C}$ подвижного и неподвижного воздуха, пресс-форм и т. п.

НВС и НВСЖ — соответственно для нагрева до 400 и 600°C воздуха в печах, сушильных шкафах, калориферах и т. п.

Трубчатый электронагреватель представляет собой тонкостенную металлическую трубку, внутри которой помещена спираль из проволоки с высоким омическим сопротивлением. Свободное про-

странство трубки заполнено наполнителем с высокими теплопроводящими свойствами, служащим для электрической изоляции спирали от стенок трубки.

В качестве наполнителя трубчатых электронагревателей используется кристаллическая окись магния — периклаз.

Торцы трубки электронагревателя заливаются влагонепроницаемым термостойким лаком (герметиком). Контактные выводы изготавливаются из стальной проволоки. На выступающие части выводов надеваются фарфоровые изоляторы, гайки и шайбы для подсоединения их к проводам электрической сети.

Электронагреватели серии ТЭН изготавливают различной конфигурации: прямые, U-образные и др. Мощность одного нагревателя может составлять 0,4—5 кВт. Допустимое отклонение по мощности $\pm 10\%$.

Электронагреватели серии НВС, так же как и нагреватели ТЭН имеют одинарную оболочку, выполненную из углеродистой стали марки Ст. 10. Нагреватели серии НВСЖ также имеют дополнительную оболочку из нержавеющей стали марки Х18Н10Т, что делает их стойкими в условиях агрессивной среды рабочих камер печей.

Размещение нагревателей в отдельных зонах рабочей камеры печей хлебопекарного и кондитерского производств производится в соответствии с теплотреблением в зонах и связано с температурным режимом, который необходимо поддерживать в соответствующей зоне.

Одним из перспективных видов электрообогрева является инфракрасный обогрев, особенность которого — проникновение инфракрасных лучей на некоторую глубину материалов и специфичность воздействия их на структуру. Это вызывает интенсификацию технологических процессов, протекающих в тестовых заготовках, ускоряет процесс выпечки при высоком качестве продукции.

В качестве генераторов инфракрасного излучения широкое пространство в промышленности, в особенности в печах кондитерского производства, получили инфракрасные лампы накаливания.

В электрических лампах накаливания источником излучения является вольфрамовая нить, которая может работать практически при любой температуре. Обычно температура ее составляет примерно 2200°C (в лампах отечественной конструкции). При такой температуре максимум излучения нити соответствует длине волн $\lambda < 2,6$ мкм, что находится в соответствии с пропускной способностью стеклянной колбы лампы. Излучение с длиной волн $\lambda > 2,6$ мкм, частично поглощается колбой лампы, вследствие чего повышается ее температура и уменьшается срок службы лампы.

По форме и конструкции зеркальные лампы накаливания напоминают обычные осветительные лампочки. Они имеют стеклянный баллон в форме параболоида, в фокусе которого помещена вольфрамовая нить накала. Верхняя (расположенная ближе к цоколю) часть внутренней поверхности баллона покрыта тонким слоем серебра, выполняющего роль зеркального рефлектора (отсюда и на-

звание лампы). Покрытие представляет собой рефлектор, отражающий лучистый тепловой поток и направляющий его через нижнюю (не покрытую серебром) часть стеклянной колбы лампы на облучаемые объекты (например, тестовые заготовки). Параболоидная форма рефлектора способствует созданию более равномерного потока теплового излучения.

В зеркальных лампах около 90% подводимой электроэнергии преобразуется в тепловое инфракрасное излучение. Длина волны максимума излучения этих ламп составляет $\lambda_{\max} = 1,5 \div 1,25$ мкм, при этом основная часть излучения приходится на участок инфракрасного спектра с длинами волн в диапазоне $\lambda = 0,8 \div 3,5$ мкм.

С целью увеличения срока службы зеркальных ламп цоколи их выводят за пределы рабочей камеры печи и помещают в специальном канале, в котором они обдуваются холодным воздухом и охлаждаются. Вследствие этого значительно снижается вероятность выхода ламп из строя.

Более совершенными по сравнению с зеркальными лампами являются трубчатые инфракрасные излучатели с оболочкой из кварцевого стекла. Такое стекло обладает высокой термостойкостью — температура его размягчения превышает 1700°C — и хорошей проницаемостью в широком диапазоне длин волн — от ультрафиолетовых до инфракрасных лучей с длиной волны 4 мкм.

Высокая термостойкость кварцевого стекла позволяет выполнить трубчатые инфракрасные излучатели небольших размеров — диаметр трубки составляет примерно 10 мм. В зеркальных же лампах колбы имеют сравнительно большие размеры, обусловленные предельно допустимой температурой стекла колбы. Большие размеры колбы уменьшают предельную величину теплового потока, излучаемого лампой.

При работе излучателя в нем протекает регенеративный йодистый цикл, в результате которого на баллоне лампы не осаждается вольфрам, испаряющийся с нити накала, колба остается прозрачной в течение всего цикла эксплуатации лампы, и испаряющийся вольфрам вновь осаждается на поверхности нити. Кроме этого, обеспечивается стабильность энергетического и светового потоков, которая снижается в конце гарантийного срока службы лампы (5000 ч для лампы типа КГ-220-1000-6УЧ) не более чем на 2%.

В процессе эксплуатации инфракрасного кварцевого излучателя, установленного в рабочей камере печей хлебопекарного и кондитерского производств, температура поверхности кварцевой трубки составляет примерно 400°C в ее средней части и 300°C — по краям у электродов. Большим преимуществом кварцевых излучателей является крайне незначительная их инерционность: через 0,6 с после момента включения лампы достигается номинальный энергетический поток.

В кварцевом инфракрасном излучателе КГ-220-1000-6УЧ вольфрамовая нить накала расположена в кварцевой колбе диаметром 12 и длиной (вместе с цоколями) 435 мм вдоль оси трубки на специальных вольфрамовых подержках. Напряжение на нить на-

кала подается через специальные электроды, состоящие из трех звеньев: наружных выводов, соединенных с тонкой молибденовой фольгой, заштампованной в стеклянный цоколь лампы. К молибденовой фольге крепятся внутренние вводы, соединенные с телом накала — вольфрамовой нитью.

Применение ламп типа КГ в хлебопекарных и кондитерских печах предпочтительно по сравнению с зеркальными лампами, так как они обладают лучшими технико-экономическими показателями и не лопаются при контакте с водой, что исключает попадание осколков стекла в изделия.

Конструкция пекарной камеры

Пекарные камеры современных хлебопекарных и кондитерских печей бывают двух типов: тупиковые и сквозные (рис. III—12).

В тупиковых печах посадка тестовых заготовок на под печи и выгрузка готовой продукции производится через одно и то же ок-

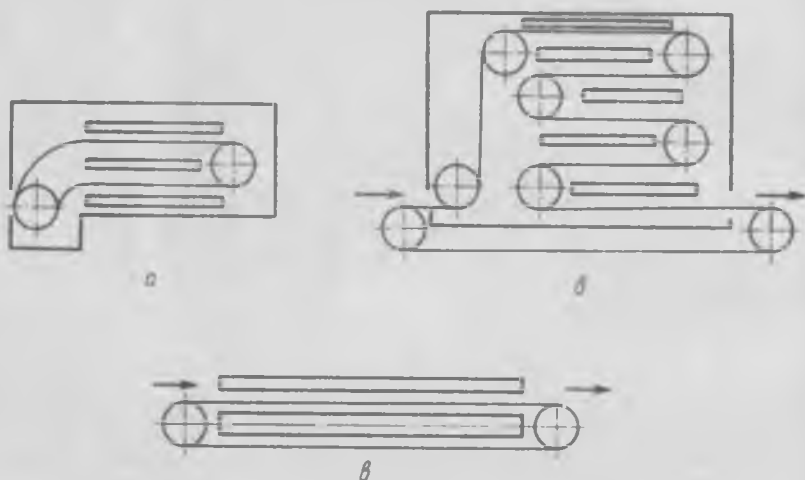


Рис. III—12. Конструкция пекарной камеры:

а — тупиковая; б — сквозная; в — тоннельная

но. Во многих печах малой и средней производительности с люечно-подиковым конвейером широко применяется пекарная камера тупикового типа. При таком исполнении холостая ветвь отсутствует.

В печах с проходной пекарной камерой посадка и выгрузка производятся с противоположных сторон печи. При этом конвейер всегда имеет одну холостую ветвь.

В печах с люечно-подиковым конвейером может применяться трех-, пяти- и семиниточный конвейер, что соответственно снижает относительную длину холостой ветви.

В печах с сетчатым, ленточным или пластинчатым конвейером пекарная камера имеет форму длинного тоннеля. С целью уменьшения вентиляции следует делать подъем у места посадки и выгрузки, устанавливая заслонки и шторы.

Сквозной тип пекарной камеры способствует организации прямоточной технологической линии. Тупиковая пекарная камера создает некоторые трудности в организации поточно-механизированного производства.

Степень механизации печной установки

По степени механизации все печи можно разделить на три класса.

К первому классу относятся печи со стационарным (неподвижным) подом, при эксплуатации которого все операции производятся вручную, т. е. печи являются немеханизированными;

Ко второму классу относятся печи с простейшей механизацией: с выдвижными подами, с дисковыми вращающимися вручную подами, простейшими роторными конвейерами типа беличьего колеса;

К третьему классу относятся печи с конвейерными подами с электроприводом. Это наиболее распространенный класс современных печей.

Конвейерные поды бывают следующих типов: цепные люлочные, цепные пластинчатые, ленточные (из стальной ленты и сетчатые) и сетчатые, прикрепленные к тяговым цепям.

Цепные люлочные поды применяются в печах с многониточным конвейером с тупиковой или проходной пекарной камерой. При повороте конвейера вокруг цепного блока люлька неизменно сохраняет горизонтальное положение и обеспечивает правильное положение тестовых заготовок в пространстве. Недостатком люлочных конвейеров является трудность механизации посадки заготовок и сема готовых изделий.

Ленточные поды применяются в тоннельных печах. Могут применяться поды, состоящие из пары цепей, соединенных прутками, на которые укладывают листы, и пластинчатые поды, которые состоят из пластин, прикрепленных к цепям.

Наибольшее распространение в тоннельных печах получили сетчатые поды, состоящие из сетки, натянутой на два барабана и движущейся по нижней греющей поверхности пекарной камеры.

В кондитерских печах встречаются аналогичные поды из стальной ленты, натянутой на два барабана.

В печах с ленточными подами обязательно должно быть устройство для компенсации температурных расширений (грузовое или пружинное).

Сетчатый под имеет малую тепловую инерцию (малую теплоемкость), поэтому позволяет легко поддерживать необходимый подогрев изделий снизу.

К третьему классу относятся агрегаты, являющиеся основным звеном расстойно-печного агрегата или комплексномеханизированной поточной линии.

Конвейерные печные агрегаты соединены с расстойными агрегатами и со всеми другими машинами и механизмами, расположенными за печным агрегатом. Здесь предусматриваются максимальная механизация и взаимосвязь между всеми операциями, происходящими в потоке: автоматическая посадка тестовых заготовок на расстойный конвейер, автоматическая надрезка и посадка тестовых заготовок на печной конвейер и автоматический съём изделий.

Степень автоматизации печного агрегата

По этому признаку печные установки делятся на печи, имеющие систему автоматического регулирования (САР) и печи с ручным управлением. Могут быть печи с неполной системой автоматического регулирования (ручное и автоматическое по отдельным параметрам). Система автоматизации печного агрегата может быть разделена по функциональному назначению: система управления технологическим режимом в пекарной камере и система безопасности.

Печи в кирпичном исполнении имеют очень большую тепловую инерцию, и применять в них систему автоматического управления тепловым режимом нецелесообразно.

Гораздо легче поддаются автоматизации печи металлические с электрическим обогревом или с обогревом газом или жидким топливом (печи с рециркуляцией греющих газов). Регулирование технологических режимов в таких печах производится по температуре пекарной камеры. Система автоматики позволяет иметь позонный контроль, регулирование и поддержание заданных значений температуры в автоматическом режиме для каждой тепловой зоны пекарной камеры.

Топочные устройства современных печей с рециркуляцией продуктов сгорания оснащаются всеми необходимыми средствами автоматизации и измерительной аппаратурой. Целью автоматизации работы топочных устройств печей является поддержание на определенном уровне температуры газов, обогревающих рабочее пространство печи — пекарную камеру, а также прекращение подачи топлива в топку, если по какой-либо причине в печи возникает аварийное состояние, угрожающее нормальной работе печи.

Площадь пода

По этому признаку различают печи малой производительности с площадью пода до 16 м^2 , печи средней производительности с площадью пода до 25 м^2 , печи большой производительности с площадью пода свыше 25 м^2 .

Площадь пода хлебопекарных печей как один из основных параметров, определяется ОСТ 27-03-275—76:

Площадь, м^2	10; 16 и $25 \pm 15 \%$	Ширина, мм	1400+22
	50; $80 \pm 10 \%$		2000+30
	100; $125 \pm 6 \%$		3000+40

В печах старых конструкций встречаются поды, имеющие ширину 1500; 1920 и 2100 мм.

Этим же стандартом (ОСТ 27-03-275—76) и определена минимальная производительность печи на основном ассортименте, отнесенная к 1 м² площади пода.

Глава IV. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ КОНСТРУКЦИЙ ПЕЧЕЙ И ОСОБЕННОСТИ ИХ ПРОЕКТИРОВАНИЯ

В хлебопекарной и кондитерской промышленности в настоящее время находится в эксплуатации большое количество разнообразных типов печей как отечественных конструкций, так и поставляемых по импорту. Объясняется это большим разнообразием местных условий, широким ассортиментом вырабатываемых изделий, различным энергообеспечением печей (электроэнергия, различные виды топлива) и рядом других факторов.

Помимо печей, серийно изготавливаемых на специализированных машиностроительных заводах, в промышленности широко распространены печи, реконструированные по предложению тех или иных проектных организаций или отдельных специалистов. Реконструкция может преследовать различные цели. Она может быть направлена на повышение производительности печи, на изменение ассортимента вырабатываемых изделий, повышение их качества и пр.

Несмотря на то что в настоящее время потребности промышленности в хлебопекарных и кондитерских печах в основном удовлетворяются за счет выпуска новых, современных печей, все же на предприятиях еще имеется некоторое количество ранее спроектированных печей. Эти печи, хотя и уступают по некоторым показателям современным образцам, часто имеют ряд преимуществ, которые делают вполне обоснованным и даже необходимым изучение печей данного типа, ибо при этом появляется возможность использовать при проектировании тот или иной удачный узел, заимствованный из старой печи.

Наряду с такими критериями оценки достоинств печи, как качество вырабатываемой на ней продукции, простота обслуживания, степень автоматизации и некоторые другие, важную роль играют и технико-экономические показатели ее работы: удельные энергозатраты на выпечку, стоимость печи, металлоемкость и т. п. Все это также следует учитывать в процессе разработки новых типов и реконструкции действующих печных агрегатов.

1. ПЕЧИ С РЕГЕНЕРАТИВНЫМ ОБОГРЕВОМ

К печам такого типа относятся жаровые печи ХПЖ и печи для национальных сортов хлеба — тандыры и торни.

При проектировании следует учитывать, что тепловой баланс жаровой печи составляют на один подороборот, который включает загрузку пода топливом, сгорание топлива, очистку пода, выстание печи, загрузку, выпечку и выгрузку готового хлеба.

Жаровая печь работает при неустановившемся тепловом режиме. В период разогрева тепловой поток направлен от внутренней поверхности стенки к наружной ее поверхности, так как внутренние слои стенки имеют более высокую температуру, чем наружные.

Начиная с момента загрузки теста в пекарную камеру, когда наступает интенсивное охлаждение, в какой-то момент создается положение, при котором внутренний слой стенки имеет более высокую температуру, чем внутренняя и наружная поверхности, и тепловые потоки имеют два противоположных направления.

Работа жаровой печи характеризуется видимой производительностью (производительность 1 м^2 пода, отнесенная ко времени выпечки) и действительной производительностью (отнесенной ко времени полного подорожания). С целью экономии площади пода в свое время устраивали двухъярусные жаровые печи, пекарные камеры которых располагали одну над другой.

Под в печи ХПЖ выкладывают из огнеупорного кирпича с наклоном $65\text{—}100 \text{ мм}$ на 1 м длины. Площадь пода $1,3\text{—}2 \text{ м}^2$ при ширине $0,9\text{—}2,6 \text{ м}$ и длине $1,5\text{—}4,5 \text{ м}$.

Высота пекарной камеры составляет при выпечке мелких булочных и бараночных изделий $175\text{—}350 \text{ мм}$, при выпечке хлеба — $375\text{—}500 \text{ мм}$. Пекарная камера обогревается длиннопламенным твердым топливом (дрова, солома, торф), газом или жидким топливом (нефть, мазут, соляровое масло). Длительность разогрева печи зависит от ее емкости и топлива.

2. ПЕЧИ С КАНАЛЬНЫМ ОБОГРЕВОМ

При канальном обогреве теплоносителем являются продукты сгорания топлива, проходящие по системе газоходов, через стенки которых тепло передается в пекарную камеру. Газоходы, в которых происходит передача тепла через стенку в другой канал или в камеру (в нашем случае — в пекарную), называются греющими каналами. Движение газов в них происходит за счет естественной тяги, создаваемой с помощью дымовой трубы.

Достоинством печей с канальным обогревом является возможность сжигать в топках разнообразное топливо (твердое, жидкое, газообразное).

По производительности печи с канальным обогревом делятся на печи малой, средней и большой производительности; по степени механизации — со стационарным подом и с люлечно-подиковым конвейером.

В основном печи с канальным обогревом относятся к универсальным, но бывают печи и специального назначения.

Печи малой производительности

К этому типу печей относятся печь ХР (конструкции Рясина и Иванова) со стационарным подом, печь П-1-57 (ФТЛ-20) с люлечно-подиковым конвейером и др.

Печь ХР (рис. IV—1). Представляет собой печь периодического действия со стационарным подом и канальным обогревом каме-

ры. Обогрев рабочей камеры печи ХР производится непрерывно. На хлебозаводах используют печи марки ХР с одним (ХР-1), двумя (ХР-2) и тремя (ХР-3) подами.

Основными элементами печи ХР являются рабочая камера, топка и система газоходов, поэтому при проектировании на эти элементы следует обращать особое внимание.

Рабочая (пекарная) камера 6 занимает всю среднюю по высоте часть печи и имеет небольшой уклон в сторону посадочно-вы-

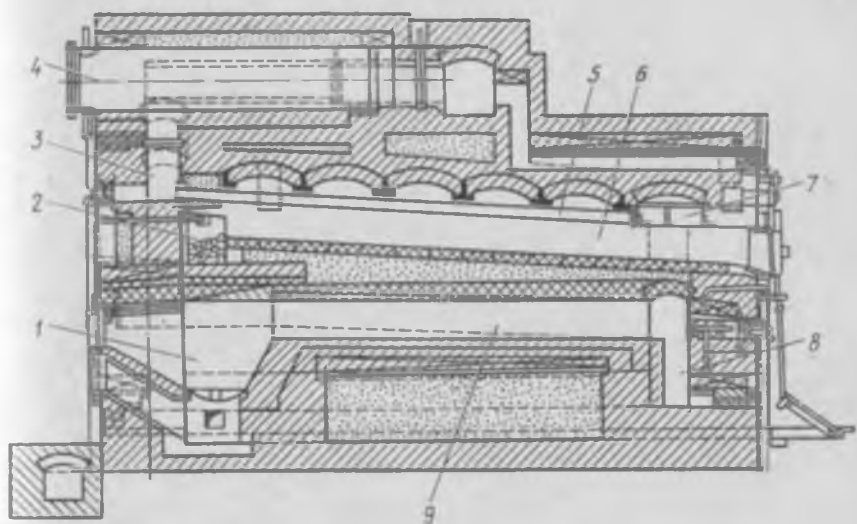


Рис. IV—1. Печь марки ХР-1

грузочного отверстия. Кроме удобства обслуживания (удобство посадки тестовых заготовок и выгрузки готовой продукции, а также наблюдения за процессом выпечки) вследствие уклона создаются благоприятные условия для процесса выпечки, так как при этом уменьшается выброс пара и ароматических веществ, выделяющихся в процессе выпечки.

Пар в печах ХР вырабатывается в специальных парогенераторах, расположенных у задней стенки пекарной камеры. Парогенератор (парообразователь) 2 представляет собой металлическую коробку, заполненную разогретым металлическим ломом. Над ломом размещается перфорированная труба, через которую проходит горячая вода. Попадая на поверхность раскаленного металлического лома, она интенсивно испаряется. При этом образуется пар, необходимый для увлажнения тестовых заготовок. Излишек пара удаляется из пекарной камеры через специальный канал.

Для обогрева пекарной камеры используется довольно разветвленная система газоходов 9. Из топки 1 продукты сгорания вначале поступают в греющий канал, расположенный под пекарной

камерой, и таким образом обогревают ее снизу, а затем, пройдя вертикальные транспортирующие газоходы 8 и дымогарную коробку 7, — в систему дымогарных труб 5, расположенных над пекарной камерой и обогревающих ее сверху. Топка и каналы печи, в которых движутся продукты сгорания с температурой не менее 600°C , выложены из огнеупорного шамотного кирпича. Дымогарные трубы выполнены из металла, так как температура движущихся в них газов не превышает 600°C .

В печах ХР температура уходящих газов сравнительно велика и часто достигает 400°C . Для уменьшения тепловых потерь в пе-

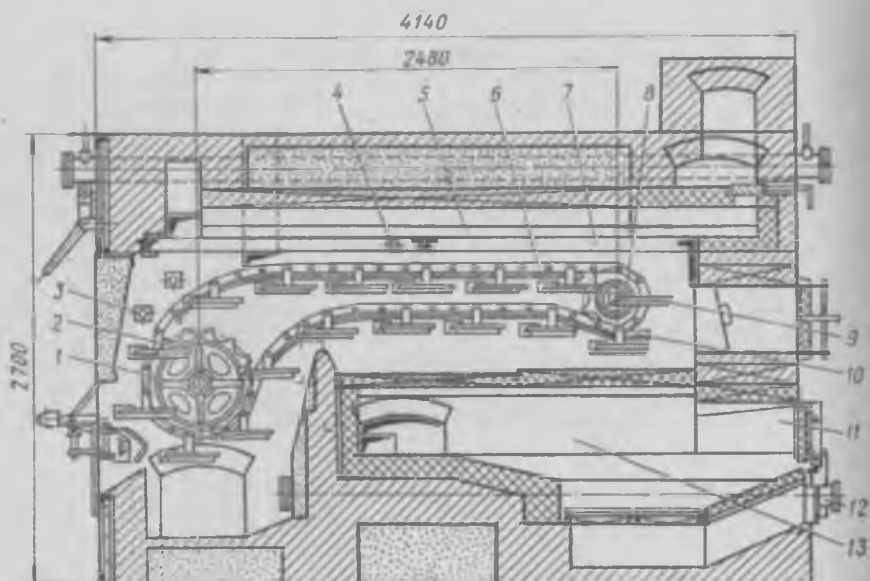


Рис. IV—2. Печь П-1-57 (ФТЛ-20)

чах следует устанавливать водогрейные котелки 4, которые служат для нагревания воды теплом уходящих через сборный канал 3 в дымовую трубу газов.

Система обогрева печи ХР оборудована шиберами (заслонками), при помощи которых можно регулировать количество греющих газов, подводимых в каналы печи.

Печь П-1-57 (ФТЛ-20). Для обеспечения оптимальной влажности среды пекарной камеры и минимальной вентиляции на рабочем месте пекарная камера и двухниточный конвейер спроектированы так, что люлька с тестовыми заготовками при первой же остановке находится выше посадочного устья. Средняя греющая поверхность в печи отсутствует.

Конвейер печи (рис. IV—2) имеет приводной вал 1 с натяжным устройством, два ведущих блока 2 и два задних консольных

блока 8, соединенных двумя втулочно-роликовыми цепями 6 с шагом 140 мм. Ходовые ролики цепей движутся по направляющим 10. К цепям через каждые три звена подвешены люльки 9. Приводной вал опирается на радиальные роликовые подшипники. В задних цепных блоках установлены беспараторные радиально-упорные подшипники.

Пекарная камера имеет верхний 5 и нижний 13 греющие каналы, обогреваемые выходящими из топки 11 газами. К верхней теплоотдающей поверхности приварены поперечные вертикальные перегородки 7, создающие малоподвижные слои паровоздушной среды под верхней теплоотдающей поверхностью.

Среда пекарной камеры увлажняется паром от парогенераторов 12, которые состоят из труб диаметром 125 мм с поверхностью нагрева 2 м², размещенных в нижних боковых газоходах. Пар от парогенераторов поступает по трубам 3 и 4. Последнюю подключают при выпечке городских булок.

При выпечке сортов хлеба, не требующих увлажнения среды, дымовые газы из топки 3 (рис. IV—3) направляются по средне-

му газоходу 4 и через окна в конце газохода поступают в два боковых газохода 5 и следуют по направлению к топке. Затем по двум вертикальным каналам 10 газы поднимаются и поступают в один широкий газоход 7. После обогрева верхней теплоотдающей поверхности газы поступают в каналы 8 теплоутилизатора (водогрейных котелков) и через шибер 9 направляются в сборный боров.

Теплоутилизатор состоит из двух труб диаметром 125 мм с поверхностью нагрева 3 м².

При выпечке сортов хлеба, требующих увлажнения среды пекарной камеры, шиберы 2 на стояках, расположенных в стене топочного фронта печи, перекрывают и дымовые газы из боковых каналов поступают в каналы 1 парогенераторов 6. После обогрева парогенераторов дымовые газы выходят выше шиберов 2 в вертикальные каналы 10 и далее следуют, как описано ранее. При включении на копир-шайбе двух кулачков конвейер останавливается через один шаг люлек; при включении одного кулачка он останавливается через два шага, что позволяет организовать двухоборотный цикл движения конвейера.

Производительность парогенераторов регулируется с помощью шиберов и зависит от количества газов, поступающих на обогрев парогенераторов.

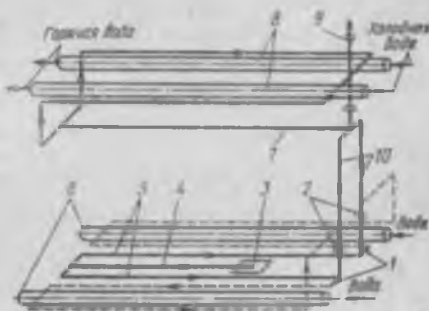


Рис. IV—3. Схема обогрева печи П-1-57 (ФТЛ-20): ——— основной тракт, — — — вспомогательный тракт

Печи средней производительности

К ним относится печь ФТЛ-2, наиболее распространенная в промышленности, и некоторые другие.

Печь ФТЛ-2. Сконструирована Н. И. Краснопевцевым и В. Н. Лавровым. Относится к группе тупиковых конвейерных хлебопекарных печей средней производительности с цепным люлечным подом и каналным обогревом. Предназначена для выработки широкого ассортимента хлебобулочных изделий. Печь несколько раз подвергалась реконструкции. Ниже дано описание печи ФТЛ-2 модели 1966 г.

Печь спроектирована для сжигания различного топлива (твердого, жидкого и газообразного). Она изготовлена из кирпича и

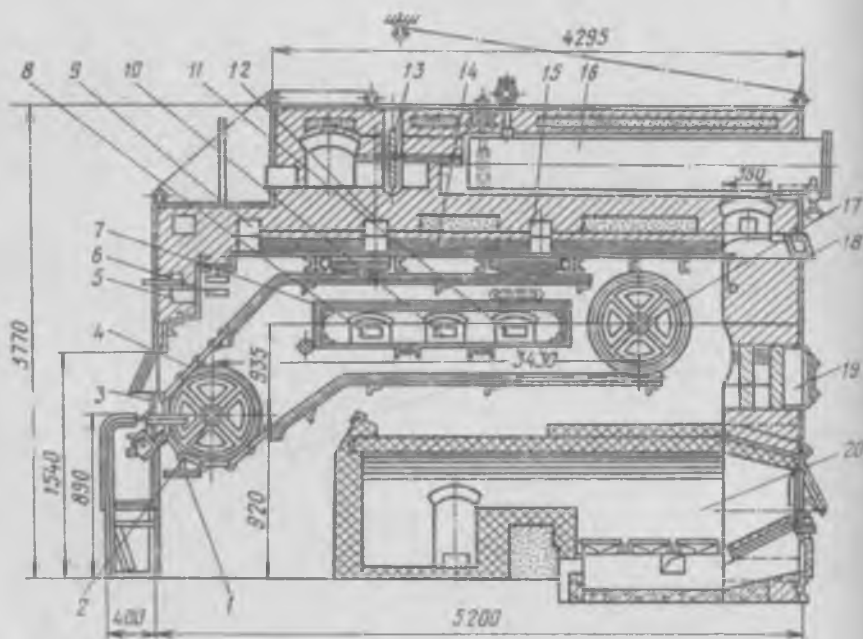


Рис. IV—4. Продольный разрез печи ФТЛ-2 (модель 1966 г.)

скреплена металлическим каркасом. Топка и каналы выложены огнеупорным кирпичом, остальная кладка — из красного кирпича.

Топка 20 печи (рис. IV—4) приспособлена для сжигания твердого топлива. Первый греющий канал отделен от пекарной камеры нижней греющей поверхностью. В конце первого канала расположена золоуловительная камера. Очистка камеры осуществляется через боковые очистительные люки.

В пекарной камере расположен печной конвейер, состоящий из валов приводного 2 и натяжного 17 с закрепленными на них звез-

дочками. Между последними натянута конвейерная втулочно-роликовая цепь 4. На цепи подвешены люльки с подиками 1. Загрузка их тестовыми заготовками осуществляется через посадочное устье 3.

Между горизонтальными ветвями печного конвейера расположена средняя греющая поверхность 7, куда из первого газохода попадают газы через центральное отверстие 10 по двум вертикальным газоходам, расположенным в боковых стенках печи. Газы из средней греющей поверхности (радиаторной коробки) выходят через переднее окно 8 или заднее окно 11, затем по боковым каналам поступают в верхний канал 14. Очистка и осмотр верхнего канала осуществляется через люк 18. Поступление газов в верхний канал с помощью шиберов происходит через входные окна 9, 12 и 15. Если в первой зоне пекарной камеры необходимо повысить температуру, то газы направляют через входное окно 9, если надо создать низкотемпературный режим, то газы в верхний канал направляют через окно 12 или 15. Люк 19 заложен кирпичом.

Для увлажнения среды пекарной камеры служит устройство 5. Отвод паров производится через канал 6, соединенный с бортом печи. Сверху над печью установлено три водогрейных котелка 16. На печи установлено три регулировочных шиберов с тягами. Шибер 13 служит для регулировки тяги печи. Шиберы, расположенные у окна 12, предназначены для регулирования нагрева по ширине пекарной камеры.

Конвейер печи совершает прерывистое движение через регулируемые с помощью реле промежутки времени. Привод осуществляется от электродвигателя через червячный редуктор, клиноременную и цепную передачи.

Схема обогрева печи ФТЛ-2 приведена на рис. IV—5.

Дымовые газы из топки 1 по нижнему газоходу 2 и стоякам 6 направляются в радиаторную коробку; затем по передним 8 или задним 16 стоякам газы поднимаются в два широких канала верхнего газохода 14. В зависимости от выпекаемого сорта хлеба дымовые газы можно направить в сторону посадки или в сторону топки. Для изменения направления потока дымовых газов в задних стояках 16 радиаторной коробки 7 имеются два шиберы.

При выпечке ржаного хлеба шиберы в задних стояках закрыты и газы после радиаторной коробки по стоякам 8 попадают в

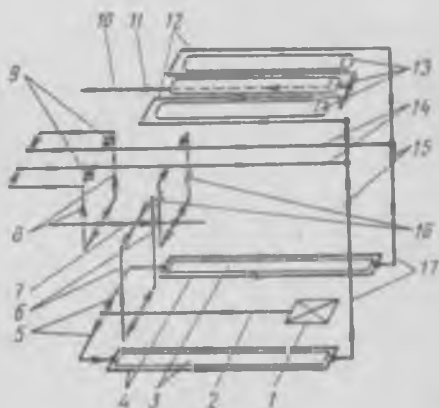


Рис. IV—5. Схема газового тракта печи ФТЛ-2

газоходы над верхним перекрытием. Часть газов по перепускным каналам через шиберы 9 может быть отведена в каналы верхнего газохода 14 у посадочного фронта.

При выпечке шпеничных сортов хлеба, когда в посадочной зоне должна быть низкая температура, вертикальные шиберы 9 должны быть закрыты, а шиберы 16 в стояках открыты. Дымовые газы в этом случае после радиатора поступают в каналы верхнего газохода в его средней части. После верхнего газохода газы, проходя по каналам 12, омывают три водогрейных котелка 13 и по каналу 10 через шибер 11 уходят в дымовую трубу.

Среда пекарной камеры увлажняется паром из котельной. Предусмотрен также вариант снабжения печи паром из двух трубчатых парогенераторов 3 диаметром 200 мм, установленных внизу, в газоходе 4. При работе парогенераторов дымовые газы в конце нижнего газохода разделяются на два потока, из которых один 6 направляется в радиаторную коробку 7, а второй 5 — в каналы парогенератора 3, затем дымовые газы поднимаются по вертикальным стоякам 17 и смешиваются с дымовыми газами в канале 14. Шиберами 15 регулируется количество продуктов сгорания, поступающих в каналы парогенераторов.

Радиатор 7 представляет собой стальную коробку, на нижний лист которой со стороны дымовых газов укладывают шамотный кирпич толщиной до 35 мм.

При сохранении высоты печи и вала без изменения для уменьшения вентиляционных потерь в пекарной камере над сводом нижнего газохода по всей ширине укладывают кирпичный порог высотой 390 мм и посадочное окно печи опускают на 160 мм. Это мероприятие обеспечивает соблюдение принципа необогреваемого подгазосливного пространства.

На конвейере размещены 24 люльки шириной 345 мм с шагом 420 мм и высотой подвески 150 мм или 36 люлек шириной 220 мм с шагом 280 мм. Готовые подовые изделия выгружают при помощи копира, наклоняющего люльку на 45°.

На рис. IV—6 приведены характерные графики изменения температуры при выпечке городских булок 0,2 кг в печи ФТЛ-2 на 24 люльки.

Температура среды пекарной камеры в начале процесса выпечки невысокая и нарастает медленно, достигая 200°С на 10-й люльке ($\tau_{\text{вып}}=22$ мин). Температура верхней и нижней корок достигает 100°С и начинает расти, когда 8-я люлька через 6 мин попадает в зону высоких температур. Сравнительно низкая температура нижней корки в начале выпечки свидетельствует о недостаточном количестве тепла, подводимого к изделиям в этот период. Зона увлажнения в печи не выделена, что влечет за собой необходимость затраты большого количества пара. Относительная влажность достигает максимума (65%) на 3-й минуте.

Низкая температура среды и относительная влажность в начале процесса выпечки отрицательно сказывались на качестве изделий. Анализ графика подтверждает результаты опыта эксплуа-

тации — городские булки и подовой ржано-пшеничный хлеб удовлетворительного качества на печи ФТЛ-2 не получаются.

Для улучшения качества выпускаемой продукции, а в некоторых случаях с целью увеличения производительности проводят реконструкцию печей.

На рис. IV—7 приведен продольный разрез печи ФТЛ-2, реконструированной для выработки городской булки.

Ведущий вал 13 вынесен за пределы пекарной камеры (общее число люлек увеличено до 27). Вынесенная часть конвейера 1

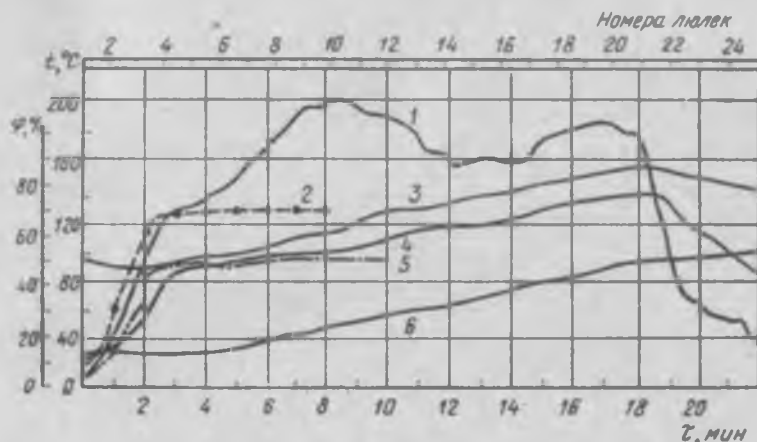


Рис. IV—6. График температур и относительной влажности в рабочей камере печи ФТЛ-2 при выпечке городских булок:

1 — температура среды пекарной камеры (экранированная термопара); 2 — относительная влажность среды; 3 — температура нижней корки; 4 — температура верхней корки; 5 — температура мокрого термометра; 6 — температура центральных слоев изделий

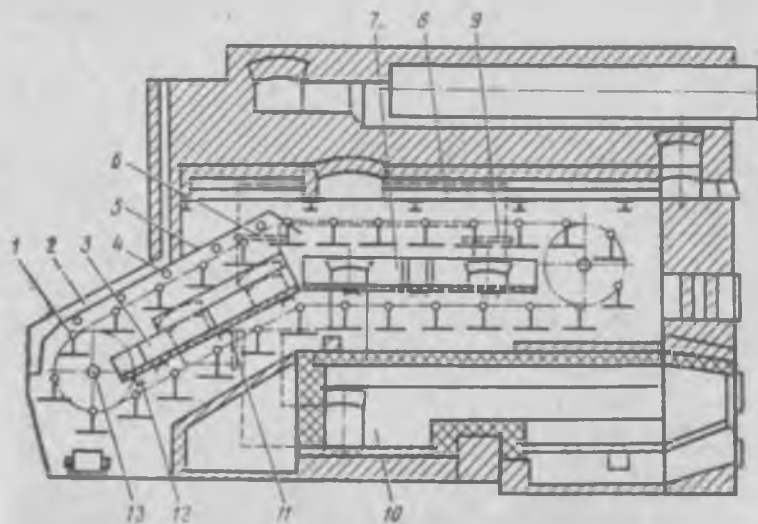


Рис. IV—7. Реконструированная печь ФТЛ-2

и ведущий блок закрыты теплоизолированным ограждением. Начальный участок конвейера располагается под углом примерно 30° . Над этим участком конвейера установлен колпак 5, в который трубами 4 подается пар. Над местом разгрузки смонтирована труба 12 для опрыскивания изделий водой.

Наклонный участок конвейера снизу обогревается дополнительным радиатором 3. Над пароувлажнительным устройством расположен вытяжной канал 2 с регулирующим шибером.

Обогрев пекарной камеры осуществляется, как и в печи ФТЛ-2, нижним 10 и верхним 8 греющими каналами и радиатором 7, а

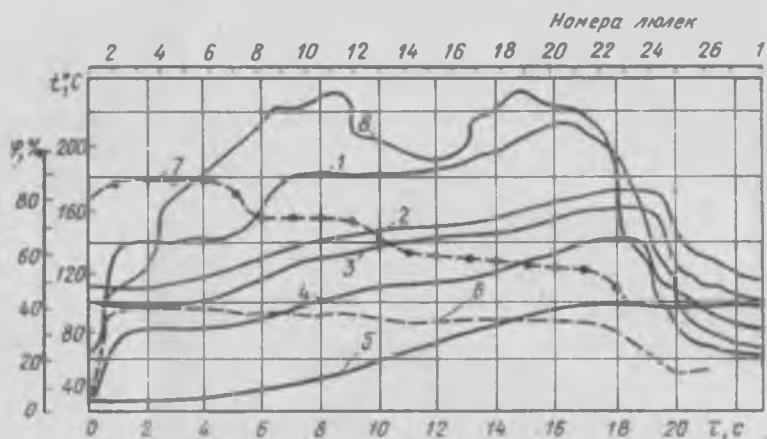


Рис. IV—8. График температур и относительной влажности в печи ФТЛ-2 после реконструкции:

1 — температура среды (экранированная термопара); 2 — температура подика; 3 — температура нижней корки; 4 — температура верхней корки; 5 — температура центральных слоев; 6 — температура мокрого термометра; 7 — относительная влажность; 8 — температура среды пекарной камеры под подиком

также дополнительным радиатором 3. Система газораспределения позволяет при помощи шиберов 6, 9 и 11 регулировать подачу греющих газов в каналы и соответственно подвод тепла в различные зоны выпечки.

На рис. IV—8 приведен график температур, полученных в пекарной камере реконструированной печи ФТЛ-2. В зоне увлажнения под паровым колпаком температура среды пекарной камеры поддерживается в пределах 145°C , т. е. близка к оптимальной для городских булок. По выходе изделий из зоны увлажнения температура среды резко растет, достигая 190°C , и остается постоянной почти до конца выпечки. Некоторое повышение температуры (до 215°C) на последнем участке связано с прохождением изделий над топкой. В дальнейшем температура среды снижается на выходе изделий из печи. В первые 2 мин выпечки температура под подиками равна $100\text{--}120^\circ\text{C}$. Затем, когда изделия про-

ходят над дополнительным и основным радиаторами, она поднимается до 240°C . При перемещении люлек на натяжном блоке температура несколько снижается, а затем над топкой и нижним каналом повышается до $220\text{--}230^{\circ}\text{C}$. Температура верхней корки на 3-й минуте достигает 85°C , а затем плавно повышается до момента опрыскивания. Относительная влажность в зоне гигротермической обработки повышается до 85%.

Улучшен теплоподвод снизу. Температура нижней корки на 4-й минуте достигает 100°C и продолжает расти до 160°C на 16-й минуте. Испытаниями установлено, что теплотехнические характеристики печи улучшились.

Печь ГГР-1. Создана на базе печи ФТЛ-2 по предложению работников Одесского хлебокомбината № 3. Печь (рис. IV—9) име-

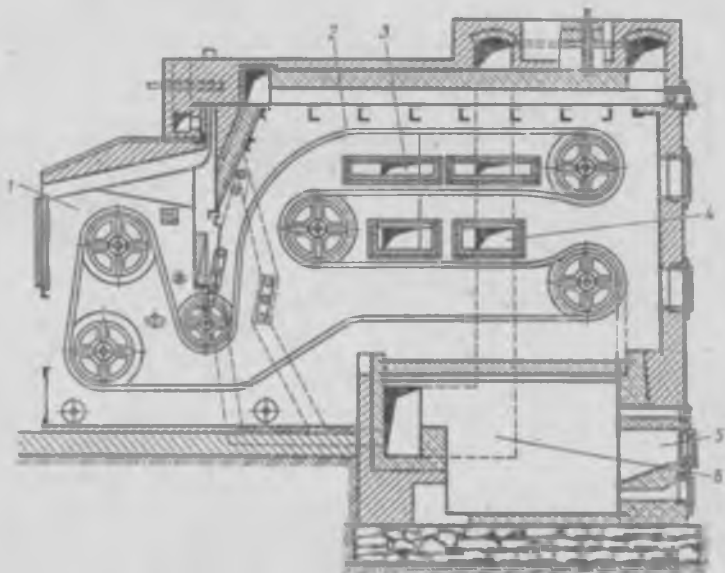


Рис. IV—9. Печь ГГР-1

ет четырехниточный конвейер 2 с предкамерой 1, где размещается 10 люлек. Обогрев печи производится верхним и нижним греющими каналами и двумя радиаторными коробками 3 и 4. В печи предусмотрена возможность регулирования газовых потоков, поступающих из топки 5 по вертикальному каналу 6 с помощью шиберов.

Печь имеет в 2 раза большую, чем ФТЛ-2, производительность при улучшенных показателях работы.

Печь «Подмосковная» (ХПП-25). Предназначена для выпечки широкого ассортимента хлебобулочных изделий.

Спроектирована И. Г. Лифенцевым и С. К. Стяпиным на базе печи ФТЛ-2.

Печь «Подмосковная» состоит из топki 8 (рис. IV—10), предкамеры 1 и 3 для увлажнения, зоны для обжарки и пекарной камеры 4. В тупиковой пекарной камере смонтирован четырехни- точный люлечно-подиковый конвейер с 63 узкими люльками или с 42 широкими, проходящий и в предкамере. Конвейер приводится в движение от электродвигателя, включаемого с помощью реле времени (характер его движения прерывистый).

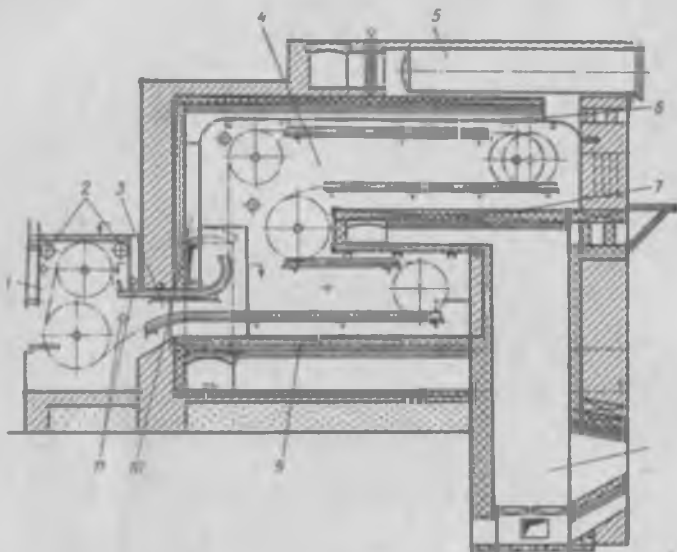


Рис. IV—10. Печь «Подмосковная» (ХПП-25)

Для регулирования гигротермического режима в верхней части предкамеры горизонтально установлены две перфорированные трубки 2 с задвижками, при помощи которых регулируют параметры среды в предкамере. Среда в предкамере в основном увлажняется за счет паров упека, поступающих из пекарной камеры. По бокам предкамеры размещены водяные форсунки 11.

Пекарная камера обогревается при помощи теплоотдающих поверхностей нижнего 9 и центрального подвешного канала 7, имеющих большое термическое сопротивление, переднего вертикального 10 и верхнего 6 газоходов с малым термическим сопротивлением.

Для снижения температуры уходящих газов в печи установлены два водогрейных котелка 5 (такие же, как и в печи ФТЛ-2)

Наличие вертикального переднего канала, расположенного с посадочной стороны печи, облегчает чистку верхнего канала (без остановки печи) и образует зону обжарки тестовых заготовок при входе их в пекарную камеру. При выработке булочных изделий, для которых требуется большое количество пара, в верти-

кальных стояках по боковым сторонам топки можно разместить два парогенератора с поверхностью нагрева 3 м^2 . В печи создан нормальный гигротермический режим в необогреваемой части — предкамере и в зоне обжарки.

На рис. IV—11 приведена схема движения дымовых газов. Из топки 1 дымовые газы поднимаются вверх и двумя параллельными потоками поступают в средние газоходы среднего канала 4. Отсюда они последовательно проходят по боковым газоходам 3 среднего канала в сторону топочного фронта и опускаются вниз по перепускным вертикальным газоходам 2. Затем через газовые окна задней топочной стенки газы направляются в два параллельных газохода нижнего канала 5, откуда через окна 6 поступают в короткие вертикальные перепускные газоходы 7. Через окна 8 газы поступают в вертикальный участок верхнего канала 9, затем направляются по его горизонтальному участку 10 и поступают в каналы теплоутилизатора 11, состоящего из двух водогрейных котелков.

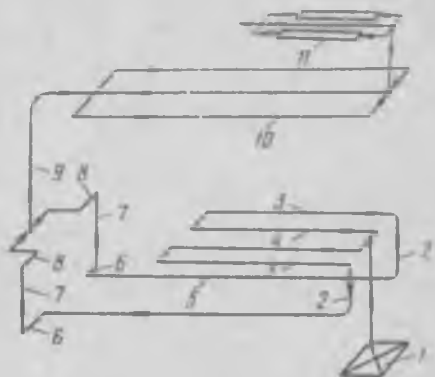


Рис. IV—11. Схема обогрева печи «Подмосковной» (ХПП-25)

Печь «Подмосковная» в отличие от печи ГГР-1 спроектирована без учета теплоподвода на различных стадиях выпечки. В печи нет греющих поверхностей между I и II и между III и IV нитками конвейера. Кроме того, имеется большой необогреваемый вертикальный участок конвейера. Эти недостатки привели к тому, что в печи можно выпекать только формовой хлеб.

При проектировании печей такого типа следует учитывать особенности режима выпечки, чтобы получить универсальную печь с высокими технико-экономическими показателями.

3. ПЕЧИ С ПАРОВОДЯНЫМ И СМЕШАННЫМ ОБОГРЕВОМ

В хлебопекарной промышленности печи с пароводяным обогревом, в которых в качестве теплоносителя применяются трубки Перкинса, получили широкое распространение. Процесс перемещения жидкости и пара в замкнутой трубке дает представление о своеобразном характере циркуляции, надежность которой определяется величиной движущего напора, создаваемого уклоном трубки, и характером теплообмена. Для нормальной работы трубки количество подводимого тепла к топочному концу Q_T должно быть равно количеству тепла, отдаваемого трубкой в пекарную камеру, $Q_T = Q_{п.к}$; при $Q_T > Q_{п.к}$ возможны перегрев топочного конца трубки и взрыв.

В печах с паровым обогревом насыщенный пар высокого давления направляется по паропроводу в радиаторы. Образующийся конденсат возвращается в парогенератор.

В современных печах не рекомендуется применять обогрев только трубками Перкинса или паром высокого давления. В большинстве случаев пароводяной обогрев комбинируется с канальным обогревом.

Возможны случаи и других комбинаций — с газовым обогревом в пекарной камере и др. Чаще всего смешанный обогрев встречается при реконструкции старых печей с пароводяным обогревом.

Печи с пароводяным обогревом

В Советском Союзе нашли распространение некоторые конструкции печей этого типа. К ним относятся печи ХВ, УТС, ХВК и УТС-К. Эти печи в настоящее время не выпускают, но некоторое количество их еще находится в эксплуатации.

Печи ХВ и УТС повсеместно были реконструированы: взамен подов установлены четырехниточные выдвижные конвейеры, благодаря чему увеличилась производительность и выпечка хлеба была механизирована.

Печь с четырехниточным выдвижным конвейером системы А. А. Михелева (марки ХВК и УТС-К) приведена на рис. IV—12.

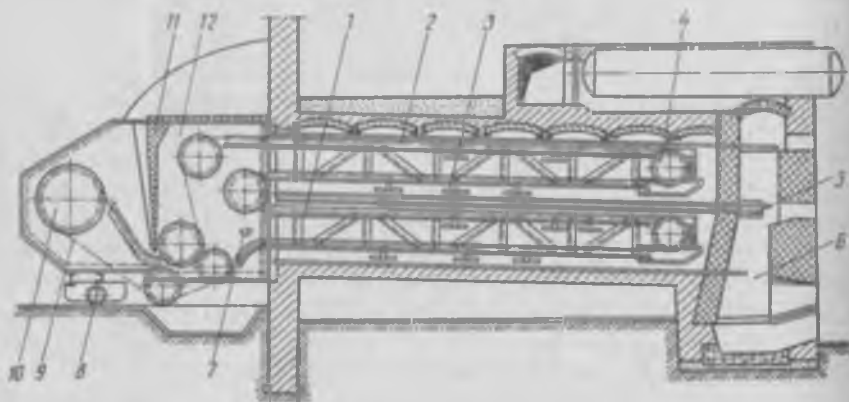


Рис. IV—12. Печь с выдвижным конвейером УТС-К, ХВК

Конвейер этой печи имеет две металлические фермы 1 и 2, размещенные одна над другой. На них смонтированы задние звездочки 4. Фермы соединены болтами с тележкой конвейера 8, находящейся вне пекарной камеры. На тележке расположена посадочная камера 12 с ведущими 10 и промежуточными звездочками конвейера, натяжным устройством и приводом. На тележке установлен

теплоизолированный кожух 11, образующий посадочную камеру, в которой предусмотрено паровое и водяное увлажнение 7.

Конвейер изготовлен из двух пластинчатых цепей 9 с шагом 140 мм и имеет прерывистое движение. К конвейеру подвешены люльки 3. Для ремонта конвейер выкатывают из печи по рельсам, уложенным на полу пекарного зала, и по направляющим, размещенным в пекарной камере.

В печи ХВК сохранены две топki 6 печи ХВ с тем же количеством нагревательных трубок 5, с такой же длиной их топочных концов. Схема обогрева и размеры газоходов также не изменились.

Печь УТС-К по конструкции аналогична печи ХВК и отличается от нее лишь большей длиной и шириной выдвижного конвейера.

Печи со смешанным обогревом

Смешанный обогрев (комбинация пароводяных трубок и греющих каналов) позволяет конструктивно удобно располагать поверхности теплообмена относительно конвейера в соответствии с требованиями кинетики теплообмена в пекарной камере.

Печь ХВЛ. Представляет собой реконструированную хлебопекарную печь марки ХВ. Относится к группе тупиковых конвейерных хлебопекарных печей средней производительности с цеп-

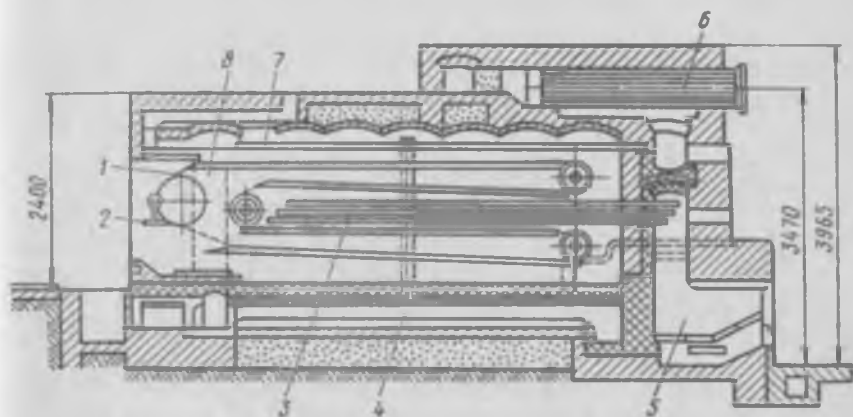


Рис. IV—13. Печь ХВЛ

ным лучечным подом и комбинированным (пароводяные трубки и каналы) обогревом пекарной камеры. Предназначена для выпечки подового и формового хлеба крупного развеса.

Продольный разрез печи ХВЛ приведен на рис. IV—13. Посадочно-выгрузочное отверстие и топki расположены с противоположных сторон.

К четырехниточному конвейеру 1 печи ХВЛ (модель 1947 г.) подвешивается 51 люлька 2 размером 1730×300 мм.

Приводной вал конвейера печи приводится в движение от электродвигателя через вариатор (регулятор) скорости и редуктор. С помощью вариатора скорости время выпечки регулируется в пределах 28—60 мин. Движение конвейера печи непрерывное. Погрузка тестовых заготовок на под и выгрузка готовой продукции происходят при движении люльки. На случай прекращения подачи электроэнергии конвейер печи имеет ручной привод.

Гигротермическая обработка тестовых заготовок паром происходит на первом участке пекарной камеры в начале первой ветви конвейера, куда заготовки поступают сразу после загрузки.

При проектировании системы обогрева печей ХВЛ применено сочетание каналов и пароводяных нагревательных трубок: нагревательные каналы идут под нижней и над верхней ветвями конвейера, нагревательные трубки — между второй и третьей ветвями конвейера печи.

Топка 5 печи ХВЛ приспособлена для слоевого сжигания твердого топлива, а также сжигания жидкого и газообразного топлива. Топка перекрыта сводом и разделена на три части вертикальными кирпичными перегородками. В топке находятся концы трех рядов (по 30 в каждом ряду) нагревательных трубок 3. Продукты сгорания обогревают топочные концы пароводяных трубок, отдающих тепло тестовым заготовкам, расположенным на второй и третьей ветвях конвейера, и среде пекарной камеры. При этом происходит охлаждение продуктов сгорания в топке.

Из топки продукты сгорания поступают в два широких кирпичных канала 4, расположенных под пекарной камерой, откуда двумя вертикальными каналами 8, проходящими в кладке печи, подводятся в дымогарные трубы 7, расположенные над пекарной камерой. Отсюда газы направляются в кирпичные газоходы, омывают два водогрейных котелка 6 и уходят в боров, примыкающий к дымовой трубе. Перед боровом установлены шиберы, с помощью которых можно регулировать тягу в печи — разрежение в топке.

Особенностью размещения поверхностей теплообмена является то, что обогрев каждой ветви производится только с одной стороны.

Некоторые печи ХВЛ имеют более широкую люльку (1920 мм), и для удобства работы приводной вал вынесен за пределы пекарной камеры. Несмотря на то что печи ХВЛ сейчас не выпускаются, большое количество их еще находится в эксплуатации. Так, на Украине $\frac{1}{6}$ всего вырабатываемого хлеба выпекается в печах ХВЛ, причем значительная часть его составляет хлеб ржано-пшеничный и из пшеничной муки II сорта.

График температур печи ХВЛ при выпечке хлеба украинского нового приведен на рис. III—9.

Анализ температур, полученных при испытании печи ХВЛ, позволил выяснить картину теплообмена и определить недостат-

ки режима. О характере прогрева тестовой заготовки снизу можно судить по изменению температуры нижней корки. После посадки заготовки температура сначала снижается на $8-10^{\circ}\text{C}$, а затем в течение 5 мин сохраняется постоянной при общей длительности выпечки 35 мин. После этого в течение 10 мин температура повышается до 110°C и остается в дальнейшем на этом уровне. Наиболее интенсивный прогрев снизу имеет место в конце выпечки.

Таким образом, прогрев тестовой заготовки снизу в начале выпечки очень мал, а в конце, когда менее всего желателен, весьма интенсивный.

Температура верхней поверхности теста — хлеба достигает 100°C на 7—8-й минуте выпечки и 127°C — на 11-й (32-я

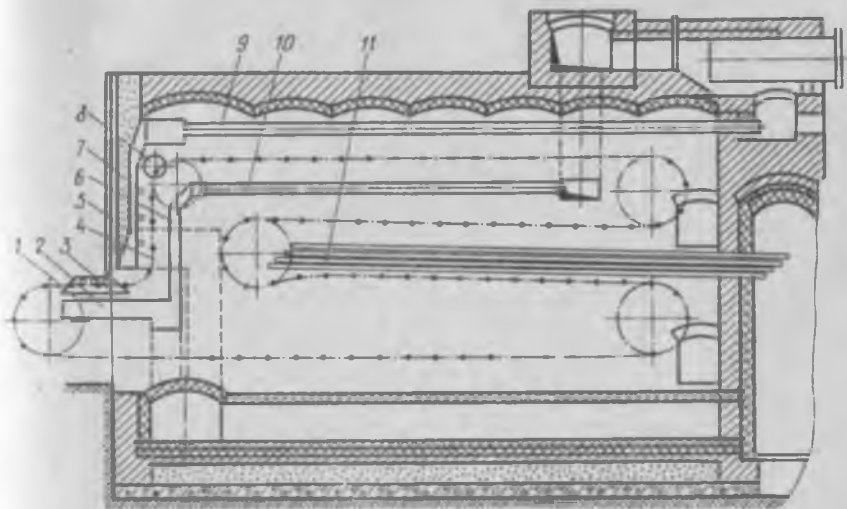


Рис. IV—14. Реконструированная печь ХВЛ

люлька). В это время происходит обезвоживание заготовки и закрепление формы верхней поверхности. Такое быстрое закрепление верхней поверхности является следствием неправильно организованной зоны гигротермической обработки в начале выпечки и высокой температуры среды в этой зоне. Пароувлажнительный участок конструктивно не отделен от остальной части пекарной камеры, поэтому нет возможности создать здесь зону с высокой влажностью среды и поддерживать в ней необходимую температуру.

На рис. IV—14 представлен вариант реконструированной печи ХВЛ, предложенный и осуществленный Киевским хлебозаводом № 2. Здесь на выносной посадочной части конвейера 1 снизу размещен греющий канал 2, обогреваемый топочными газами, поступающими из нижнего канала по газоходу. Сверху установлены колпак и пароувлажнительное устройство. В зоне увлажнения 3

на горизонтальном участке размещается три люльки, что соответствует 3,2% длительности всего процесса выпечки. На вертикальном участке конвейера 4 предусмотрен двухсторонний боковой обогрев с помощью вертикальных каналов 5 и 6 при интенсивном увлажнении паром через патрубок 7. В канал газы поступают из бокового газохода, разделенного на две части. Здесь располагаются четыре люльки. Таким образом, всего в зоне увлажнения находится семь люлек. Пары упека из печи частично удаляются через посадочное устье, а частично через патрубок 8. По мере освоения этой печи была ликвидирована греющая поверхность 11,

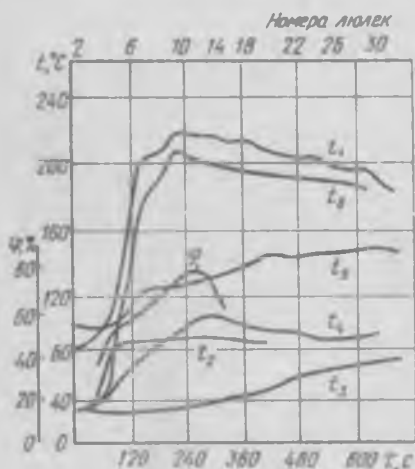


Рис. IV—15. График температур и относительной влажности начального участка реконструированной печи ХВЛ:

ϕ — относительная влажность среды пекарной камеры; t_1 — температура поддона; t_2 — температура мокрого термометра; t_3 — температура центра теста — хлеба; t_4 — температура верхней корки; t_5 — температура нижней корки; t_6 — температура среды пекарной камеры

по 8-ю люльку. На вертикальном участке конвейера теплоподвод снизу незначителен, он снова интенсифицируется на верхнем горизонтальном участке конвейера. Здесь температура среды достигает 210—190°С. На вертикальном участке, несмотря на боковой подогрев, температура нижней корки остается постоянной (150°С), что свидетельствует о недостаточной эффективности этой греющей поверхности, приводящей к неравномерному прогреву хлеба по ширине люльки.

На реконструированной печи хлеб получается без подрывов, с гладкой глянцевой коркой, нормального объема.

состоящая из пароводяных труб, и произведена герметизация топki со стороны пекарной камеры, так как через неплотности между трубками имел место приток воздуха из пекарной камеры в топку. В последней при этом коэффициент расхода воздуха был равен примерно 4.

Верхняя нитка конвейера печи обогревается сверху и снизу трубчатыми радиаторами 9 и 10, куда продукты сгорания поступают в количестве, регулируемом шиберами. Всего на конвейере печи размещается 93 люльки. Зона гигротермической обработки фактически занимает участок конвейера с 3-й по 12-ю люльку, или 9,1% общей продолжительности выпечки. В этой зоне поддерживается относительная влажность среды 55—57%.

График температур начального участка выпечки, характеризующих режим в этой печи, представлен на рис. IV—15. Здесь интенсивный нагрев со стороны поддонов имеет место с 5-й

Печь ХПА-40. В основу конструкции положена печь ХВЛ.

Печь ХПА-40 (рис. IV—16) имеет тупиковую пекарную камеру, четырехниточный цепной люлечный конвейер 2 и смешанный (комбинированный) обогрев. К конвейеру подвешено 100 люлек / с шагом 280 мм. Печной конвейер приводится в движение через вариатор скорости, при помощи которого длительность выпечки можно регулировать от 40 до 65 мин.

Теплоотдающие каналы расположены в низу камеры (два кирпичных канала 6) и под ее верхним перекрытием (девять дымо-

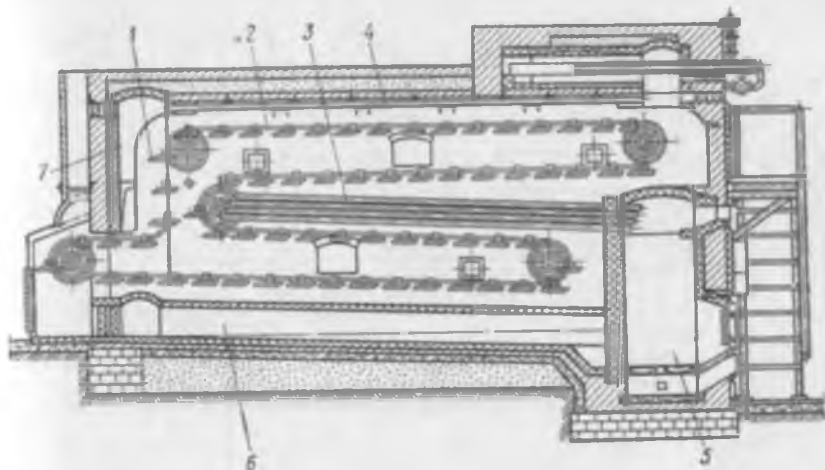


Рис. IV—16. Печь ХПА-40

гарных труб 4 диаметром 150 мм). В средней части камеры установлено 110 нагревательных трубок в виде четырехрядного нагревательного пучка 3.

Дымовые газы из топки 5, отдав часть тепла нагревательному пучку 3, поступают в каналы 6. Затем газы поднимаются по вертикальным каналам 7 в дымогарные трубы 4 и, отдав часть тепла водогрейным котелкам, направляются в дымовую трубу. Поверхность готовых изделий перед выходом из камеры увлажняется водой.

Печи ХПА-40 выпускаются только для выработки формовых сортов хлеба, так как в них, как и в печах ХВЛ, невозможно создать необходимые режимы для выработки подового хлеба.

В настоящее время конструкция печей совершенствуется с точки зрения механизации, и печи выпускаются в составе راستойно-печного агрегата.

Печь АЦХ. В первоначальной конструкции печи АЦХ обогревались только трубками Перкинса. Так как печи АЦХ имеют большую мощность, каждая печь устанавливается в составе специализированной линии. Для каждого вида ассортимента разра-

батывается проект реконструкции, при которой обеспечивается получение продукции хорошего качества. Реконструированные печи имеют смешанную систему обогрева.

Один из вариантов такой печи приведен на рис. IV—17.

Печь состоит из сквозной камеры 1 и шестиниточного конвейера, имеющего пять рабочих нитей 2, 4, 6—8 и одну холостую 3. Тестовые заготовки сажают на люльку, находящуюся на поворотном блоке 10. Перемещаясь по нити 2, они увлажняются паром,

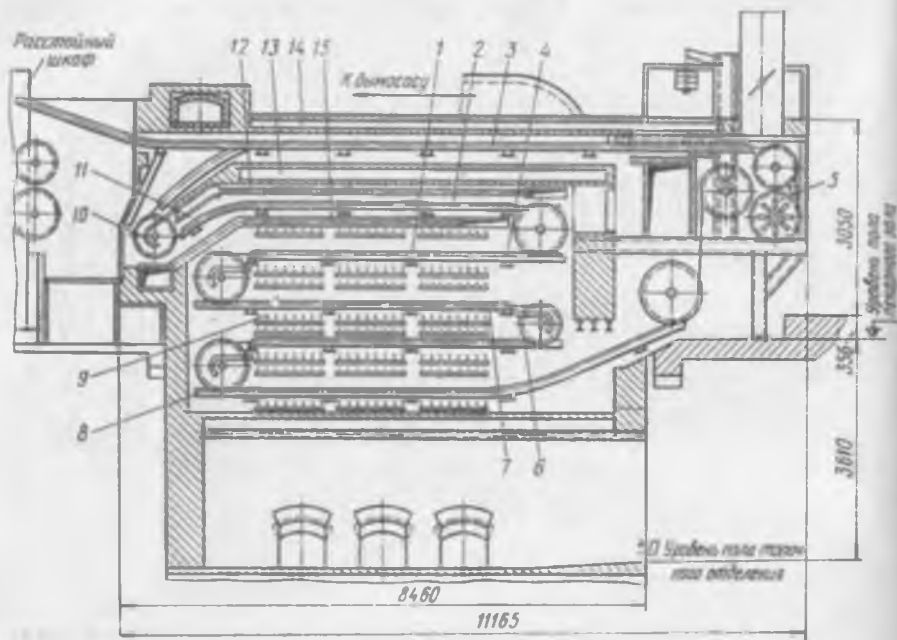


Рис. IV—17. Реконструированная печь АЦХ

подводимым из котельной в пароувлажнительное устройство 11. Затем, двигаясь по нитям печного конвейера 4, 6, 7 и 8, тестовые заготовки выгружают у разгрузочного вала 5 на транспортер. Конвейер обогревается нагревательными трубками 9 и дымогарными 12, холостая нить конвейера обогревается каналами 13 и 14. Первая ветвь обогревается снизу каналом 15.

Печной конвейер состоит из двух пластинчатых цепей. В пекарной камере на пяти нитях конвейера размещено 120 люлек. Зоны пекарной камеры разделены между собой перекрытиями из листовой стали.

Среда пекарной камеры обогревается пароводяными трубками, расположенными в восемь рядов. Наибольшее количество трубок размещено между первой и четвертой нитями конвейера. Между четвертой и пятой нитями находится два ряда труб, под

пятой нитью — тоже два. Дымогарные трубы диаметром 100 мм размещены между первой и второй и между второй и третьей нитями.

В трех топках печи дымовые газы отдают тепло нагревательным трубкам и затем поступают в дымогарные трубы. Отработавшие дымовые газы используются для подогрева воды в экономайзере.

На рис. IV—18 приведен график температур и относительной влажности первого периода выпечки подового ржано-пшеничного хлеба в печи АЦХ

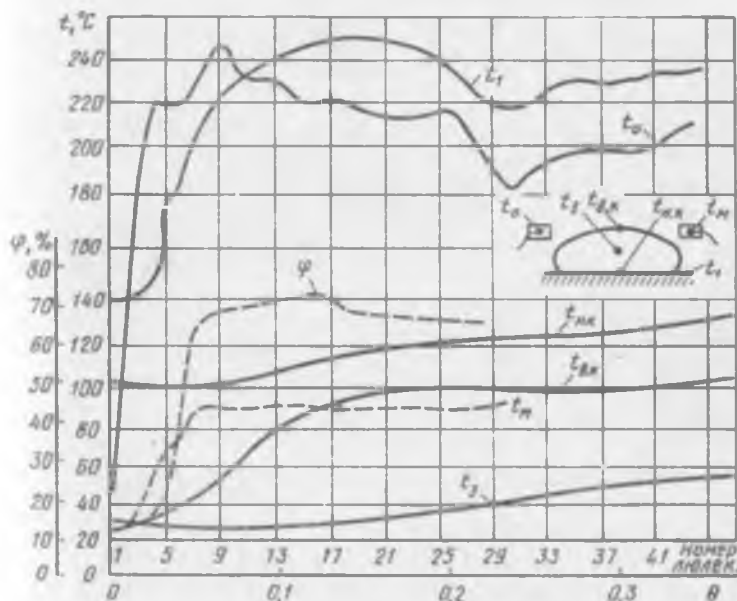


Рис. IV—18. График температур начального участка реконструированной печи АЦХ

Интенсивный теплоподвод к нижней части тестовой заготовки в начале выпечки обеспечен предварительным подогревом люльки со специально увеличенной металлоемкостью (масса около 50 кг). Температура греющей поверхности (см. рис. IV—17, канал 15) для обогрева люлек снизу сразу после посадки достигает 700°C .

Посадочная часть конвейера не вынесена, и подики во время загрузки имеют температуру около 100°C . В зоне гигротермической обработки относительная влажность среды $\varphi=75\%$ и поддерживается в течение 150 с, а затем снижается до 65% .

В начале выпечки температура среды достигает $220\text{--}245^{\circ}\text{C}$, в дальнейшем поддерживается на уровне $180\text{--}220^{\circ}\text{C}$. Температу-

ра верхней поверхности достигает 98°C при $0^* = 0,2$ и сохраняется на этом уровне до $\theta = 0,36$. Это свидетельствует о том, что верхняя поверхность позволяет свободно расти заготовке, что способствует образованию изделий большого объема.

На рис. IV—18 приведены только графики первой половины выпечки.

В некоторых случаях для улучшения качества вырабатываемой продукции увлажнительное устройство выносят за пределы печарной камеры аналогично схеме, приведенной на рис. III—1.

4. ПЕЧИ С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ ГРЕЮЩИХ ГАЗОВ

Современным наиболее перспективным способом обогрева печей является обогрев их продуктами сгорания и рециркулирующими газами.

Из анализа схем обогрева и конструкции современных тоннельных печей следует, что в них используются греющие каналы разнообразных конструкций и размеров. В основном это гладкие каналы прямоугольного или круглого сечения. Скорость теплоносителя в них равна $1,5\text{—}5\text{ м/с}$ и более, что соответствует переходной и начальной стадии турбулентного режима движения. В этих условиях основной составляющей теплового баланса в греющих каналах является теплоотдача при вынужденной конвекции.

В результате исследования работы греющих каналов, применяемых в современных печах с рециркуляцией продуктов сгорания (прямоугольные каналы с гладкой рабочей поверхностью высотой 30 и 50 мм, с гофрированной рабочей поверхностью, трубчатые каналы), установлено, что уменьшение высоты каналов с 50 до 30 мм (в печи «Термоэлектро») приводит к незначительному увеличению интенсивности теплоотдачи (примерно на 7%). Интенсивность теплоотдачи в трубчатых каналах выше, чем в прямоугольных, но несколько ниже, чем в прямоугольном канале с гофрированной поверхностью.

Интенсификация теплоотдачи в верхнем канале с гофрированной теплоотдающей поверхностью по сравнению с гладким каналом объясняется пульсациями скорости и давления в турбулентном потоке газа. Это приводит к появлению макроскопических образований (турбулентных масс), хаотически перемещающихся в различных направлениях, в том числе и поперек направления потока в канале.

При исследовании печи БН-50 выяснено, что температура рабочей поверхности канала по длине (до 5 м) уменьшается примерно на $100\text{—}110^{\circ}\text{C}$, что снижает величину теплового потока примерно на 60%. В этих условиях нельзя обеспечить в печи оптимальный режим.

На основании исследований предложен и использован в печи ПХК способ, обеспечивающий оптимальный режим путем установ-

* θ — длительность процесса выпечки в безразмерных единицах.

ки с переменным по длине шагом турбулизирующих вставок типа прерывателей ламинарного слоя. Шаг установки турбулизирующих вставок уменьшается от места входа теплоносителя в канал к выходу.

Существенным недостатком многих конструкций печей с рециркуляцией греющих газов является большой присос холодного воздуха в газовый тракт.

Современные тоннельные печи поставляются на хлебозавод в виде отдельных узлов и деталей, подлежащих сборке на месте при монтаже. При сборке греющих каналов и распределительных коробов отдельные узлы не всегда плотно связываются, в результате герметичность в местах соединения каналов и распределительных коробов не может быть гарантирована. Это приводит к значительному увеличению коэффициента расхода воздуха в уходящих газах. Например, в ряде печей БН-50 $\alpha=4$ и более. α представляет собой коэффициент расхода (избытка) воздуха и выражается отношением объемов воздуха, $\text{м}^3/\text{м}^3$ (кг), поступившего в топку и газоходы, к теоретически необходимому для сгорания единицы топлива.

В печах с рециркуляцией продуктов сгорания топочные устройства состоят из соосно расположенных цилиндрических камер сгорания (топка) и смешения, изготавливаемых из жаропрочной стали. Диаметр цилиндра топки меньше диаметра цилиндра камеры смешения. Между ними имеется кольцевой зазор для прохода рециркулирующих газов температурой $250\text{—}350^\circ\text{C}$, которые охлаждают продукты сгорания на выходе из топочного цилиндра до $1000\text{—}1300^\circ\text{C}$.

Покидающие топку продукты сгорания смешиваются с рециркулирующими газами и дополнительно охлаждаются ими до температуры $350\text{—}650^\circ\text{C}$. Это позволяет уменьшить потери тепла с уходящими газами без применения теплоутилизационных устройств.

Конструкция топки и газогорелочных устройств должна обеспечить хорошее перемешивание топлива с окислителями, устойчивое поджигание струи и небольшую длину факела, соответствующую длине топки.

Однако наряду с большими достоинствами эти печи имеют ряд недостатков, которые следует учитывать при проектировании новых типов печей.

Основные конструктивные недостатки современных печей тоннельного типа с рециркуляцией продуктов сгорания сводятся к следующему.

Конвейер в этих печах, кроме печи «Полин» (Италия), представляет собой сетчатый транспортер, натянутый на два барабана, выполняющие функции тягового и несущего устройств. Зазоры между кромками ленты при движении изменяются, что влечет за собой необходимость иметь устройства, сигнализирующие о перекосах, которые нарушают нормальную эксплуатацию печи.

Пекарная камера в этих печах имеет форму горизонтального тоннеля, где имеют место значительные вентиляционные потери.

Размещаемые по длине пекарной камеры «шторы», изготовленные из металлических или тефлоновых лепестков, малоэффективны и не могут препятствовать воздушным потокам перемещаться внутри пекарной камеры.

Печи поставляются на заводы в виде отдельных деталей, подлежащих сборке на месте при монтаже, что не всегда обеспечивает герметичность в местах соединения каналов. Вследствие этого коэффициент расхода воздуха в уходящих газах достигает 4 и более.

Гигротермическая обработка тестовых заготовок на начальном участке пекарной камеры происходит в неблагоприятных условиях при относительно высокой температуре среды, что связано с необходимостью подвода значительного количества пара. Хотя в печи «Термоэлектро» верхний обогрев в зоне увлажнения отсутствует, однако и здесь вследствие значительного влияния вентиляции на процесс конденсации пара на поверхности тестовой заготовки затрачивается большое количество пара.

Топочные устройства современных тоннельных печей состоят из цилиндрических металлических камер сгорания и камер смешения. Вентиляторы рециркуляции располагаются над печью и таким образом увеличивается объем печи и над ней создается неиспользованное пространство.

Камеры сгорания, хотя и выполненные из жаростойкой стали, быстро сгорают и подлежат замене. Особенно это имеет место в печах типа БН.

Для регулирования газораспределения по ширине печи применяются различные конструктивные решения. В печах ПХС осуществлен односторонний (боковой) подвод греющих газов из топочного устройства в распределительные короба, а из них — в греющие каналы. В печи «Антонелло — Орланди» подвод газа также односторонний, причем газы подводятся непосредственно в греющие каналы (трубы). Двухсторонний подвод газа в греющие каналы осуществлен в печи «Термоэлектро». В печах БН, «Антонелло — Орланди» и «Термоэлектро» предусмотрены шиберы для регулирования газораспределения по ширине печи. Менее удачно сконструировано газораспределение по ширине греющих каналов в печи ПХС. Благодаря одностороннему подводу газа и отсутствию регулирующих шиберов в печах ПХС имеет место неравномерное газовое распределение по ширине пекарной камеры. Это является существенным недостатком конструкции.

Ниже приводятся описание конструкций современных печей, знание которых необходимо для проектирования новых и совершенствования имеющихся систем обогрева.

Печи марки БН (БН-25, БН-40 и БН-50)

Печи изготавливаются заводом «Специаль» (ГДР). В них выпекаются подовые и формовые сорта хлеба.

В печи БН-25 топочный агрегат обслуживает систему газовых каналов, которую условно можно разделить на три зоны обогрева

пекарной камеры; в печах БН-50 и БН-40 — два топочных агрегата. Каждый обслуживает свою систему газовых трактов, разделенных на пять зон. Первый топочный агрегат обогревает одну зону, второй — четыре. Системы автоматизации печей БН однотипны.

Сквозная печь тоннельного типа обогревается природным и генераторным газом или жидким топливом.

Печь БН-25 (рис. IV—19). Эта печь представляет собой металлическую конструкцию каркасного типа, состоящую из пекарной камеры 3 проходного (тоннельного) типа; системы рециркуляционного обогрева пекарной камеры; устройства для пароувлажнения среды пекарной камеры и системы отвода паровоздушной смеси из нее; приводной и натяжной станций конвейера печи; системы контрольно-измерительных приборов и автоматики.

Печь состоит из восьми секций длиной 1,5 м каждая. Длина пекарной камеры 12 м, ширина 2,2 м, высота 0,2 м. Нижняя стенка ее выполнена из металлического листа толщиной 3 мм, по которому скользит металлическая сетка 2 шириной 2,1 м, являющаяся подом печи. Верхняя и боковые стенки камеры — металлические листы толщиной 1,5 мм. Над верхней и под нижней стенками пекарной камеры проходят греющие газовые каналы.

Под приводным барабаном конвейера 20 находится очистительная щетка 1. Конвейер снабжен грузонатяжным устройством 19 для автоматической поддержки постоянного усилия натяжения сетки. Для устранения перекосов сетки служит механизм 30, установленный у натяжной станции 11 конвейера, позволяющий натягивать любую сторону натяжного барабана.

С посадочной и разгрузочной сторон пекарной камеры установлены шторы 4 для регулирования высоты отверстия в зависимости от высоты выпекаемых изделий. Для уменьшения вентиляции пекарной камеры имеются поворотные заслонки 18. В печи устроена специальная вентиляционная система для удаления испарений из пекарной камеры. Она состоит из вентилятора 9 и системы вентиляционных труб 5 и 12, соединенных с вытяжными зонтами 10 и пекарной камерой с помощью патрубков, снабженных поворотными шиберами 24.

В пекарную камеру вмонтированы три смотровых люка 25, остекленные жаропрочным стеклом и снабженные осветителем, автоматически включающимся при открытии наружной крышки смотрового люка. Здесь же установлены дилатометрические термометры 28 и термопары 22, показывающие температуру пекарной камеры. Подача пара в пекарную камеру осуществляется с помощью увлажнительного устройства 29.

Для сохранения пара в камере со стороны загрузки и выгрузки укреплены металлические шторы 4.

Из камеры сгорания газы поступают в смесительную камеру 27 и направляются по системе распределительных каналов. Отработанные газы подаются в камеру смешения рециркуляционным вентилятором 8. Регулирование разрежения в топке производится при помощи шибера 26, установленного в патрубке 17, соединяющем

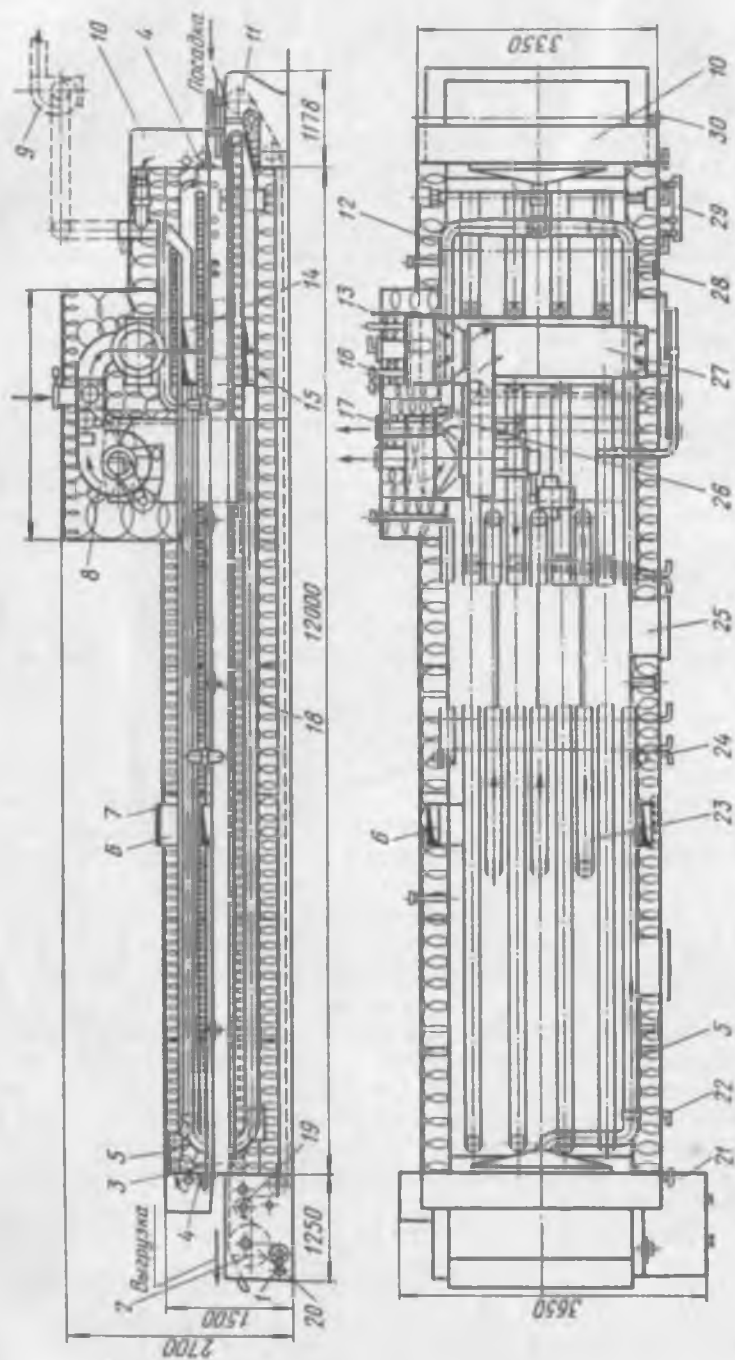


Рис. IV—19. Печь БН-25

систему с вытяжной трубой. Отработанные газы уходят по трубам 23 к сборному каналу. Распределение газов по ширине печи осуществляется шиберами, расположенными в распределительных коробках 14 и 15.

Привод конвейера печи 21 состоит из редуктора, вариатора скорости и трехскоростного электродвигателя мощностью 1,0; 0,8; 0,6 кВт. Каналы печи имеют специальные взрывные клапаны 6, закрытые слоем асбестового картона 7, предохраняющие конструкцию печи при случайных взрывах газа.

Печь снабжена плавким предохранителем 13 для защиты системы от перегрева. В печи можно поддерживать на заданном уровне

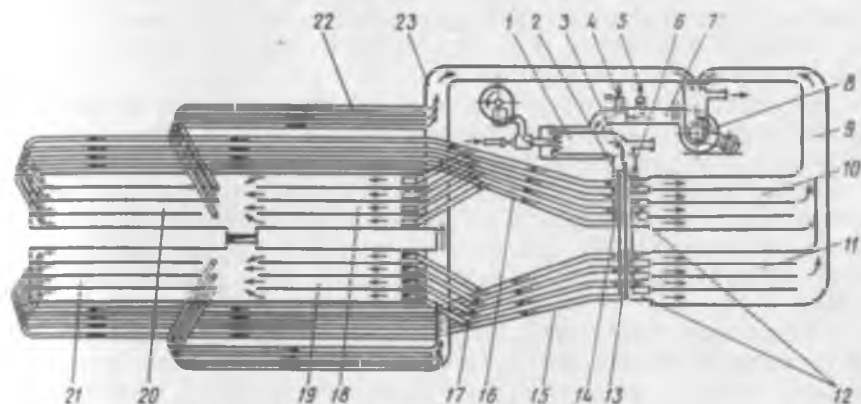


Рис. IV—20. Схема обогрева печи БН-25

температуру греющих газов. Необходимые пределы регулирования задаются на показывающем приборе. В качестве датчика используется хромель — алюмелевая термопара 16.

Каркас пекарной камеры обшит металлическими листами толщиной 1,25 мм, крепящимися с помощью винтов. Пространство между наружной обшивкой и пекарной камерой заполнено минеральной ватой.

Схема обогрева печи приведена на рис. IV—20. Обогрев пекарной камеры условно разделен на три зоны. Первая зона включает в себя выносную посадочную часть печи и последующие две секции по 1,5 м каждая. Вторая зона расположена в третьей, четвертой и пятой секциях и занимает половину шестой. Третья зона находится в остальной части пекарной камеры. Газы в первую зону выпечки в верхние 10 и нижние 11 греющие каналы подводятся по четырем трубопроводам 12 диаметром 200 мм, выполненным из листовой жаропрочной стали толщиной 1 мм. Газы после обогрева этой зоны пекарной камеры поступают в короб 9, соединенный с всасывающим патрубком рециркуляционного вентилятора.

От распределительных коробов (верхнего 14 и нижнего 13) газы подводятся в греющие каналы первой и второй зон также по

четырем трубопроводам 15 и 16 диаметром 200 мм. Количество подводимого газа в эти две зоны регулируется тройниками 17, установленными на трубопроводах.

Отопительные газы, поступающие из камеры смешения 1 топочного устройства, по специальному коробу, имеющему форму тройника, распределяются в нем клапаном 3 в первую, вторую и третью зоны выпечки, клапаном 6 — в верхний 10 и нижний 11 каналы первой зоны пекарной камеры и клапаном 2 в верхний 18 и нижний 19 каналы второй зоны и верхний 20 и нижний 21 каналы третьей зоны.

После обогрева газы по трубам 22 поступают в короб 23, соединенный с всасывающим патрубком вентилятора.

Отопительные газы по трубопроводам и каналам пекарной камеры перемещаются рециркуляционным вентилятором 8.

Топочное устройство 1 печи состоит из камер сгорания (собственно топки) и смешения.

Регулирование разрежения в топке производится клапаном 5 в патрубке, соединенном с дымовой трубой, и клапаном 4, установленным в напорном патрубке 7.

Печь БН-50. Печь БН-50 (рис. IV—21) имеет аналогичную конструкцию с печью БН-25, но в связи с большей мощностью имеет два независимых контура обогрева, каждый из которых обслуживает одна горелка, где сжигается жидкое или газообразное топливо.

Печь состоит из шестнадцати секций длиной 1,5 м каждая. Длина пекарной камеры 24 м, ширина 2,2 м и высота 0,2 м. Над верхней и под нижней стенками пекарной камеры 4 проходят греющие газовые каналы 5 и 6.

Печь имеет приводное устройство 1 с трехскоростным электродвигателем мощностью 1,4; 1,8; 2,2 кВт и вариатором скоростей, натяжную станцию 17, пароувлажнительное устройство 18.

Система обогрева печи состоит из пяти зон: одна — первый контур обогрева, остальные четыре — второй. В каждый контур входят своя система подачи топлива, топочное устройство 9, 15, вентилятор рециркуляции 8, 14, греющие каналы 5, 6, газораспределительные короба 20, 21, 27, 28; сборный короб 23, 24, 31, трубопроводы для подачи 25 и отбора 26 газов, патрубки 19, 22, 29, 30, отводы 7, 10. Печь оборудована системой вытяжки, куда входят вытяжные зонты 2, 16.

В пекарной камере имеются поворотные шторки 12 для уменьшения вентиляции и компенсаторы тепловых расширений 13.

Печь оборудована предохранительными клапанами 3. В качестве изоляции 11 применяется минеральная вата.

Схема обогрева печи приведена на рис. IV—22. Смешанные с рециркуляционными газами продукты сгорания поступают через газораспределительные короба 12, 35, 40, 47 в газоходы 1, 7, 20, 22, 36, 39, 44, 45, 49, 52, подающие газ к каналам обогрева пекарной камеры 2, 37, 38, 53.

Из каналов обогрева по газоходам 3, 21, 23, 42, 43, 51 и сборным коробам 24, 41, 48, 54 газы поступают в вентиляторы рециркуля-

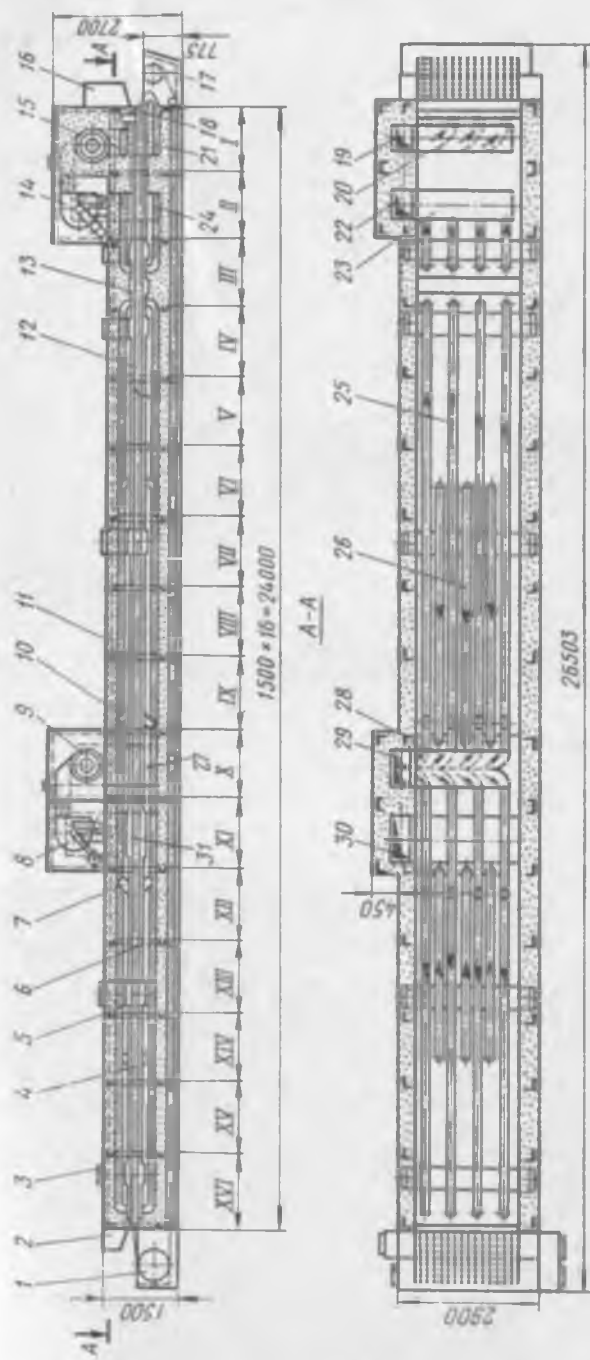


Рис. IV—21. Петль БН-50

ции 5, 26. Каждый контур обогрева имеет самостоятельное устройство для приготовления газовой смеси и дымовую трубу.

В первой зоне (длина 4 м) смесь продуктов сгорания и рециркуляции поступает в газораспределительный патрубок 33, где газы разделяются перед подачей в короба распределения по ширине верхнего 37 и нижнего 38 каналов обогрева.

В патрубке газы распределяются шибером 34. В газораспределительных коробах 35 и 40 они распределяются в восемь трубопроводов, подающих газы в каналы верхнего и нижнего обогрева.

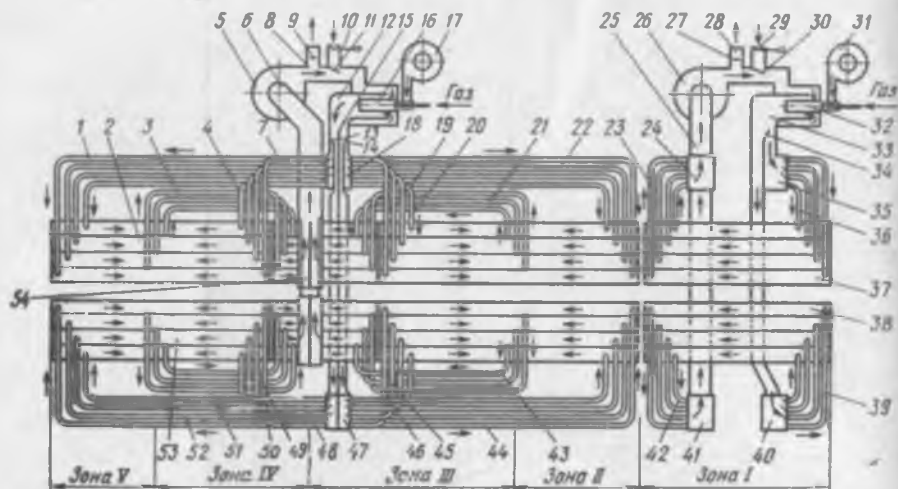


Рис. IV—22. Схема обогрева печи БН-50

Из каналов верхнего и нижнего обогрева газы отводятся трубопроводами 23, 42 в два сборных короба 24, 41 верхнего и нижнего каналов, откуда по патрубку 25 поступают в вентилятор рециркуляции 26, за которым установлен напорный патрубок. К последнему присоединен патрубок выбросных газов 28, он вводится в устанавливаемую вблизи печи дымовую трубу. В газопроводе выбросных газов установлен шибер 27. В нагнетательном патрубке для продувки печи установлены шибер 30 и патрубок для забора воздуха с всасывающим клапаном 29.

Второй контур обогрева печи обслуживает четыре зоны и имеет длину 20 м. В данном случае принципы газораспределения те же. Смесь продуктов сгорания и рециркуляции поступает в газораспределительный патрубок, в котором газы разделяются перед подачей в короба распределения по ширине в зонах II—III и IV—V.

Регулируются газовые потоки в газораспределительном коробе 12 тремя шиберами: первый 15 регулирует подачу газов во II—III или IV—V зоны печи; третий регулирует газораспределение между

верхними и нижними газовыми каналами зон II и III; второй выполняет аналогичные функции для зон IV и V. Газы, разделенные вертикальной перегородкой, попадают в короба газораспределения 18, 47 по ширине печи в верхних и нижних каналах.

Из коробов распределения газов по ширине 18, 47 газы по газоходам 1, 22, 44 и 52 подаются в зоны II и V и отводами 7, 20 от этих газоходов — в зоны III и IV. Для регулирования

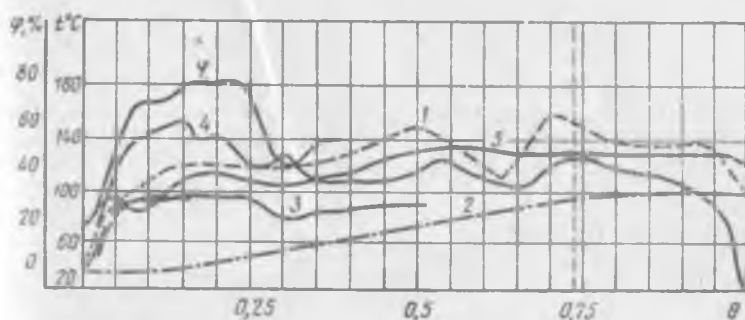


Рис. IV—23. График температур печи БН-50 при выпечке подового хлеба из пшеничной муки II сорта

количества газов, поступающих в зоны II или III и IV или V, в местах соединения отводов с трубопроводами установлено 16 шиберов 4, 19, 46, 50. Отводят газы газоходами 3, 21, 43, 51 на стыке зон II—III и IV—V. Второй контур обогрева, так же как и первый, имеет всасывающий патрубок 6 и вентилятор рециркуляции 5. Конструкция газового тракта на напорной стороне вентилятора такая же, как и в первом газовом контуре (зона I). Имеются патрубки 9, 12, шиберы 8, 10, 11, 13, 14. При обогреве газом печи комплектуются горелками низкого давления 16 и 32 с вентиляторами высокого давления 17, 31.

График температур БН-50 при выпечке хлеба из пшеничной муки II сорта приведен на рис. IV—23.

Температура среды пекарной камеры 4 на уровне верхней поверхности выпекаемого изделия в первой зоне достигает 150°C , а в остальных поддерживается на уровне 120°C , т. е. является сравнительно низкой из-за слишком высокой вентиляции пекарной камеры.

В зоне пароувлажнения поддерживается относительно высокая влажность среды. Пароувлажнительное устройство занимает 4% общей длины пекарной камеры, влажность среды в ней на уровне верхней поверхности выпекаемых изделий (кривая ф) достигает 78% и определяется с помощью кривой 3 температуры мокрого термометра. Зона с высокой влажностью занимает около 22% длины пекарной камеры, а в остальных зонах пекарной камеры влажность среды низкая — 45—50%. Над пароувлажнительным устрой-

ством расположена греющая поверхность с наиболее высокой температурой, достигающей 270°C .

Температура верхней поверхности выпекаемого изделия 1 имеет отклонение от оптимальной, в частности резкое ее снижение наблюдается при $\theta=0,5\div 0,6$. Начиная с $\theta=0,75$ и до конца выпечки, температура верхней поверхности хлеба выше температуры верхней греющей поверхности печи, что свидетельствует об охлаждении верхней корки изделий на этом участке. Передача тепла тесту — хлебу со стороны нижней греющей поверхности является достаточной, о чем свидетельствует кривая 5 температуры нижней корки теста — хлеба. Изделия получаются подбористые с хорошо отстающей от пода коркой. Кривая 2 температуры центра теста — хлеба достигает к концу выпечки 98°C , что говорит о хорошей пропекаемости мякиша. Таким образом, в печах БН-50 можно выпекать пшеничные подовые изделия высокого качества.

Печи ПХС-25М и ПХС-40

Печь ПХС-25М (рис. IV—24) представляет собой металлическую конструкцию каркасно-засыпного типа с изоляцией из минеральной ваты. Пекарная камера 12 обогревается каналами. Пароувлажнительное устройство 8 состоит из перфорированных труб

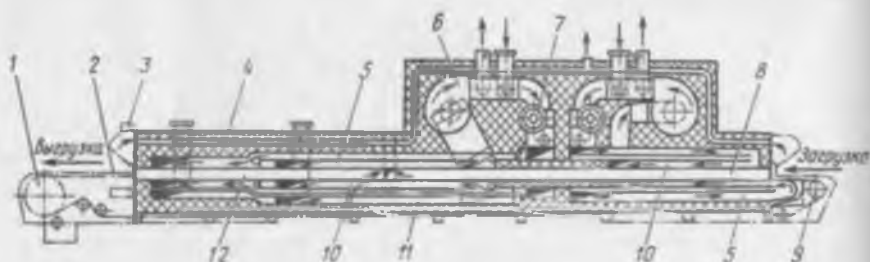


Рис. IV—24. Печь типа ПХС

и снабжается паром из котельной. Во второй зоне имеются два вытяжных отверстия для удаления паров упека, соединенных каналами с вентиляционной системой. По торцам печи установлены вытяжные зонты 3.

Печь, состоящая из восьми секций, оборудована двумя обогревательными системами, одна из которых обслуживает первую зону выпечки, а другая — вторую. В каждой системе имеются топка со смесительной камерой 7, вентилятор рециркуляции 6, рабочие 10 и транспортирующие 5, 11 каналы, заслонки, клапаны и другие регулирующие устройства. Все элементы обогревательной системы, находящиеся под воздействием высоких температур, изготовлены из жаростойкой стали. Топки приспособлены для сжигания газа и жидкого топлива.

Конвейер печи 2 состоит из ленты, изготовленной из стальной спиральной стержневой сетки, приводного барабана 1, натяжного механизма грузового типа, роликовых опор для холостого участка ленты и натяжного барабана 9 с корректирующим устройством, позволяющим изменить степень натяжения правой и левой половин ленты. В качестве изоляции 4 применяется минеральная вата.

Пекарная камера печи представляет собой тоннель шириной 2420 мм, высотой 220 мм, длиной 12 000 мм.

В печи ПХС-40 пекарная камера состоит из 13 секций, образующих тоннель длиной 19,5 м. Эта печь является типоразмером

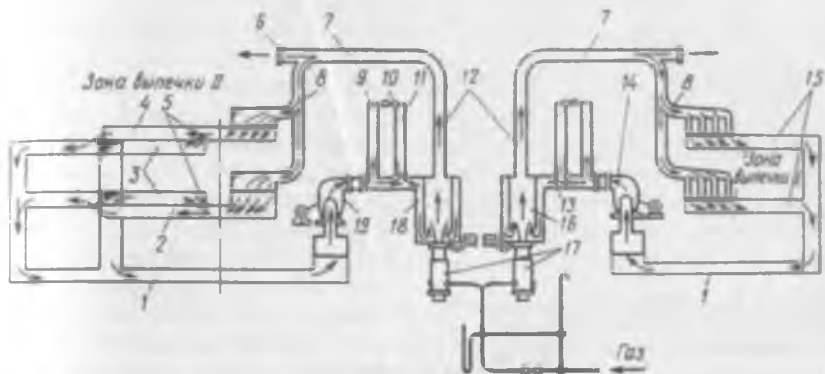


Рис. IV—25. Схема обогрева печи ПХС-25М и ПХС-40

печи ПХС-25М. Наружная обшивка печи состоит из съемных стальных панелей. Печь имеет два независимых контура обогрева, один из которых обслуживает короткую посадочную зону, а второй — остальную часть печи.

На рис. IV—25 приведена схема обогрева печи ПХС-25М (ПХС-40), состоящая из двух обособленных контуров.

Горючий газ сжигается при помощи инжекционных горелок 17 в топках 16, 18, и продукты сгорания, смешанные с газами рециркуляции, по патрубкам 12, 7 и 8 поступают в греющие каналы 15 первой зоны и по транспортным газоходам 2, 4, 5 поступают в греющие каналы 3 второй зоны. Затем охлажденные газы по каналам 1 подаются в вентиляторы рециркуляции первой зоны 14 и второй зоны 19, откуда по нагнетательным патрубкам подаются в дымовые трубы 9 и камеры смешения. Для продувки газового тракта в нагнетательном патрубке имеются перекрывающий его шибер 13 и всасывающий патрубок 11 с шибером 10. Для предохранения печи при взрыве имеются взрывные клапаны 6.

На рис. IV—26 приведен график температур печи ПХС-40 при выпечке подового хлеба из пшеничной муки II сорта.

Как видно из графика, температура среды достигает наибольшего значения (180°C) только при $\theta=0,35$, что не обеспечивает необходимый теплоподвод в первой зоне.

Характер изменения температуры среды нижней и верхней корки свидетельствует о неудовлетворительном режиме выпечки. Существенные конструктивные недостатки печи (неравномерный нагрев по ширине пекарной камеры и др.) и неудовлетворительный режим ограничивают возможность вырабатывать широкий ассортимент изделий, в частности не позволяют вырабатывать ржано-пшеничный и ржаной хлеб.

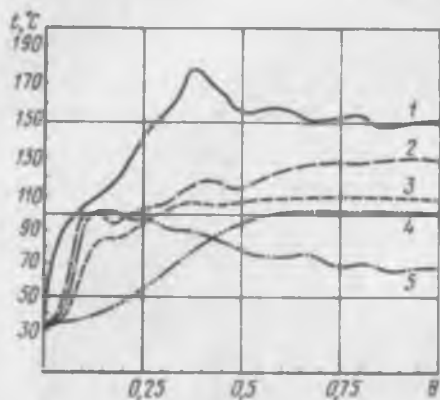


Рис. IV—26. График температур печи ПХС-40 при выпечке подового хлеба из пшеничной муки II сорта:

1 — температура среды; 2 — температура нижней корки; 3 — температура верхней корки; 4 — температура центра теста — хлеба; 5 — показания мокрого термометра

Печи марки ПХК

На основе теоретических и экспериментальных исследований Отраслевой научно-исследовательской лабораторией по хлебопекарным и кондитерским печам КТИППа созданы оригинальные конструкции хлебопекарных печей. Печи марки ПХК представляют собой тоннельную печь с сетчатым подом шириной 2,1 м.

Печи ПХК состоят из секций, изготовляемых на машиностроительном заводе, и представляют собой отдельные участки пекарной камеры и связанные с ними системы обо-

грева и газораспределения. На машиностроительном заводе эти секции необходимо тщательно проверять на герметичность; при сборке печи на хлебозаводе производят лишь стыковку их, которая позволяет обеспечить цельную систему газораспределения и обогрева пекарной камеры. Это обеспечивает сокращение прнсосов с доведением α до 2—2,5.

Различная комбинация стыковых секций позволяет изготовлять печи различных мощностей с площадью пода 16, 25 и 50 м². В печи ХПШ-100 с площадью пода 100 м² ширина сетчатого пода и соответственно печи увеличена на 0,9 м. При необходимости из секций печи ХПШ можно собрать печь площадью пода 80 м² и др.

Новые типы печей с рециркуляцией греющих газов с подом шириной 2,1 м (ПХК) и 3,0 м (ХПШ) имеют следующие особенности.

1. Топка печи установлена под пекарной камерой, что дает возможность избежать надстройку над основным корпусом печи (наибольшая высота печи менее 2 м). В соответствии с этим вентилятор рециркуляции расположен внизу, в боковой части печи.

2. Увеличен объем топочной камеры, что снижает напряжение топки. В печи ПХК длина топочной камеры 1280 мм и диаметр 400 мм.

3. Применен конвейерный под, состоящий из сетки, соединенной с втулочными цепями, на которые передаются усилия движения транспортера. В результате обеспечиваются:

плавный ход конвейера без толчков;

большая долговечность, так как сетка не подвергается усилиям натягивания.

перемещение цепей по звездочкам и направляющим и увеличение полезно используемой ширины (площади) пода при механизированной посадке тестовых заготовок на под печи;

возможность создания подъема и опускания сетчатого пода по длине пекарной камеры для организации зон с различными параметрами среды пекарной камеры и снижение вентиляционных потерь.

4. Зона гигротермической обработки отделена от основной пекарной камеры. В ней предусмотрен регулируемый нижний подогрев, позволяющий обеспечить оптимальные условия для выработки хлеба и булочных изделий различного ассортимента.

5. Оригинальная система газораспределения, обеспечивающая малые аэродинамические сопротивления и снижение температуры греющих газов и позволяющая автоматизировать работу горелочного устоя.

6. Секционная конструкция печи, что дает возможность поставлять печи с повышенной степенью готовности и одновременно обеспечивать герметичность газовых трактов.

Секция представляет собой металлическую конструкцию, изготовляемую на машиностроительном заводе, и включает в себя отдельные участки пекарной камеры, а также системы обогрева и газораспределения, установленные на каркас. При сборке печи производится стыковка секций, при этом образуется цельная система газораспределения и обогрева пекарной камеры.

Печи ПХК серийно выпускаются с 1975 г. и в процессе изготовления подвергались некоторым усовершенствованиям для улучшения теплового и гигротермического режимов. Ниже приводится описание печей, выпускаемых в 1976—1979 гг.

Печь ПХК-25 (рис. IV—27). Представляет собой металлическую секционную конструкцию, состоящую из пекарной камеры 7, устройства для гигротермической обработки тестовых заготовок 16, каркаса, наружной обшивки 9 и изоляции 17, приводной 1 и натяжной станций 19 конвейера печи, системы контрольно-измерительных приборов и автоматики.

Печь ПХК-25 состоит из трех секций длиной по 4 м.

Сетчатый под 23 представляет собой спирально-стержневую сетку, прикрепленную к двум тяговым цепям с шагом 100 мм. Под перемещается по основанию пекарной камеры.

Верхняя и нижняя стенки пекарной камеры являются одновременно стенками греющих каналов. Нижний греющий канал имеет ширину 2220 мм, верхний — 2150 мм. Высота каналов 50 мм. Боковые стенки пекарной камеры сделаны из металлических листов.

Для наблюдения за процессом выпечки вдоль пекарной камеры установлены смотровые люки, оборудованные осветительными лампами. Для удобства наблюдения внутри люков установлена перегородка из жаропрочного стекла.

В соответствии с числом секций печь разделена на зоны обогрева. Первая секция, в которой находится топочное устройство, составляет первую зону обогрева. Она примыкает к устройству для

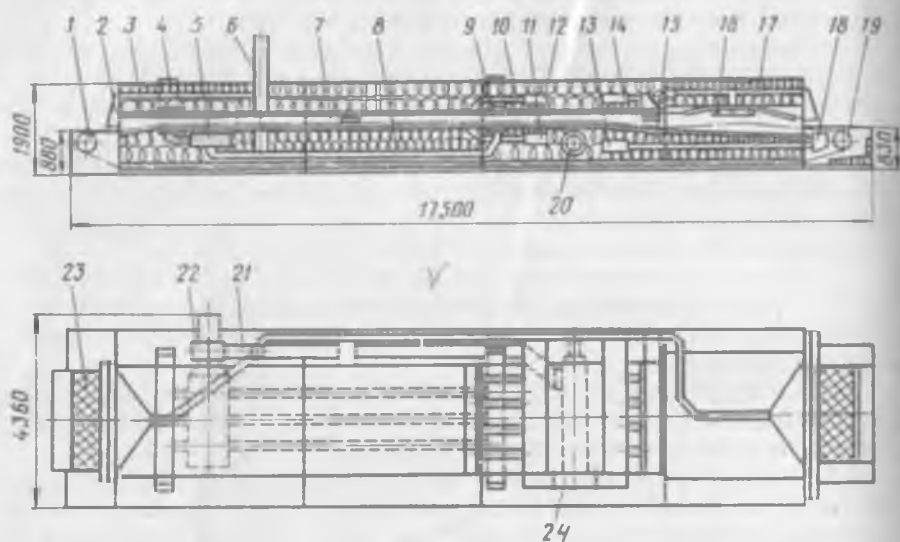


Рис. IV—27. Печь ПХК-25

гигротермической обработки тестовых заготовок. Вторая зона обогрева расположена во второй и третьей секциях.

Пекарная камера устанавливается на скользящих опорах, закрепленных на каркасе печи. В начале пекарная камера закреплена неподвижно. Конец пекарной камеры может свободно перемещаться при тепловом расширении.

С целью сокращения потерь от вентиляции пекарной камеры и сохранения ароматических веществ, выделяющихся при выпечке, в начале и в конце пекарной камеры предусмотрен подъем пода на 5° . Средняя часть пекарной камеры выполнена горизонтальной. Вентиляционные потери уменьшают также заслонки 3, расположенные в торцах пекарной камеры.

Устройство для гигротермической обработки 16 длиной 3 м вынесено за пределы пекарной камеры. Конвейер в устройстве также имеет подъем. На большей части своей длины конвейер с расположенными на нем тестовыми заготовками движется внутри парового колпака. Верхний обогрев заготовок в увлажнительном устройстве отсутствует. Длина рабочей ветви конвейера в пределах парового колпака составляет около 1,5 м. Длительность пребывания тес-

товых заготовок в увлажнительном устройстве составляет $\frac{1}{4}$ от длительности их пребывания в пекарной камере.

Пар в увлажнительное устройство подводится по трем перфорированным трубам с условным проходом 32 мм. Пароподводящие трубы покрыты металлическими колпаками. В каждой перфорированной трубе имеется 53 отверстия, в которые вмонтированы короткие трубки с внутренним диаметром 3 мм. С одной стороны перфорированные трубы заглушены и опираются на седла, укрепленные на стенках паровых колпаков. С другой стороны трубы присоединены к паровому коллектору, расположенному с правой стороны печи (со стороны фронта обслуживания). Коллектор соединен с водоотделителем. На паровых трубах имеются рукоятки, с помощью которых трубы можно поворачивать, придавая любое направление паровым струям.

С целью осуществления контроля за давлением пара, подаваемого для увлажнения, на коллекторе установлен манометр, а на паропроводе и перфорированных трубках — регулирующие вентили. Предусмотрена также труба для подачи пара в пекарную камеру.

Смесь отводится в начале и в конце пекарной камеры вытяжными зонтами 2, расположенными у концов печи, а также с обеих сторон пароувлажнительного устройства. Направление движения паровоздушной смеси, удаляемой из парового колпака, регулируется заслонками. Вытяжная система от пароувлажнительного устройства включает в себя вентилятор. На трубах установлены регулирующие заслонки. Вытяжной зонт у выходного отверстия печи соединен с вытяжной трубой. Смесь отсасывается в результате разрежения, создаваемого трубой.

Топочное устройство печей ПХК 20 состоит из топки и камеры смешения, которые представляют собой соосные цилиндры, изготовленные из жаропрочной стали. Входной участок топочного цилиндра футерован огнеупорной массой, что улучшает условия зажигания газовоздушной струи, выходящей из горелки, и предохраняет от перегрева металлическую топку. В конце топочного цилиндра с внешней его стороны установлены по винтовой линии металлические ребра высотой 30 мм. Ребра поддерживают вращательное движение рециркулирующих газов в кольцевом канале между цилиндрами топки и камеры смешения. Это способствует значительному охлаждению топочного цилиндра и интенсифицирует процесс перемешивания топочных и рециркулирующих газов.

В конце камеры смешения присоединен переходный патрубок, подводящий газы в распределительный короб 24, откуда они поступают на обогрев печи. На распределительном коробе установлен предохранительный клапан, ограждающий топочное устройство от разрушения при возможных взрывах («хлопках») несгоревшего газа. Предохранительные клапаны 4 установлены также в конце каждой из зон обогрева.

Продукты сгорания, смешанные с рециркулирующими газами, из камеры смешения поступают в газораспределительный короб

24, расположенный с левой стороны печи. Здесь общий поток газа в соответствии с необходимыми режимами с помощью шиберов делится на два потока: часть газов направляется в правую часть газораспределительного короба, другая часть — в левую. При помощи шиберов газовые потоки направляются в четыре короба 11—14 регулирования подачи тепла по ширине, расположенные поперек печи под пекарной камерой и над ней. Каждый короб соединен с четырьмя металлическими трубами 10 (транспортирующие газопроводы) диаметром 200 мм, которые подводят продукты сгорания в верхние и нижние каналы пекарной камеры. Греющие каналы разделены по ширине перегородками на четыре части, к каждой из которых подходит один газопровод. В конце каждой зоны обогрева высота канала увеличена до 120 мм. Верхние каналы соединяются с нижними с помощью патрубков, по которым газы из верхних каналов направляются в нижние. К нижним каналам подведены транспортирующие газопроводы 8, отводящие газы из каналов обогрева. Все отводящие газопроводы расположены в нижней части печи под пекарной камерой. Эти газопроводы подводят охлажденные газы в короб 5, разделенный перегородкой. Короб примыкает к всасывающему патрубку вентилятора рециркуляции 22. На выходе из вентилятора поток газов распределяется следующим образом: часть газов, соответствующая по объему продуктам сгорания и присосам в газовом тракте, удаляется в дымовую трубу 6, остальные газы (рециркулирующие) направляются напорным патрубком 21 в кольцевой канал, расположенный вокруг топки.

Труба, которая крепится к каркасу печи, представляет собой два соосных цилиндра. По внутреннему цилиндру движутся продукты сгорания; по кольцевому зазору между наружным и внутренним цилиндрами — паровоздушная смесь, удаляемая из пекарной камеры. Во внутреннем цилиндре трубы установлен шибер, с помощью которого можно регулировать сопротивление дымовой трубы. При этом также изменяется разрежение на выходе из топки: при прикрытии шиберов разрежение уменьшается, при открытии — увеличивается.

С целью интенсификации лучистого теплообмена теплоотдающие поверхности печи — стенки пекарной камеры и внутренние поверхности газовых каналов — покрашены в черный цвет; транспортирующие газопроводы и наружные поверхности каналов — в светлый цвет. Интенсификация конвективного теплообмена в верхнем греющем канале достигается установкой внутри канала поперечных турбулизирующих ребер, представляющих собой металлические пластины толщиной 1 мм и высотой 10 мм. Ребра привариваются к стенке канала, обращенной в пекарную камеру. Шаг установки ребер уменьшается по длине канала.

Транспортирующие газопроводы укладывают на скользящие опоры, закрепленные на поперечных балках каркаса печи. Газопроводы жестко соединяют с греющими каналами и коробками, к которым они примыкают. Поглощение дополнительных расширений газопроводов, когда температура последних выше температуры сте-

нок газовых каналов, производится компенсаторами. Компенсаторы установлены между подвижными точками на стыках газопроводов и представляют собой кольца, в которых перемещаются транспортирующие газопроводы.

Регулирование подачи тепла в зону гигротермической обработки производится шиберами, установленными в тройниках 15, при открытии которых газы поступают в первую зону, минуя короб 18 для предварительного подогрева пода и греющий канал этой зоны.

Привод конвейера печи осуществляется от электродвигателя через ременную передачу, вариатор скорости со степенью вариации 6, редуктор и цепную передачу. На приводной вал насажены барабан, две звездочки, тянущие цепи, к которым прикреплена сетка.

Печь оборудована системой автоматического регулирования, которой предусмотрены: контроль основных технологических пара-

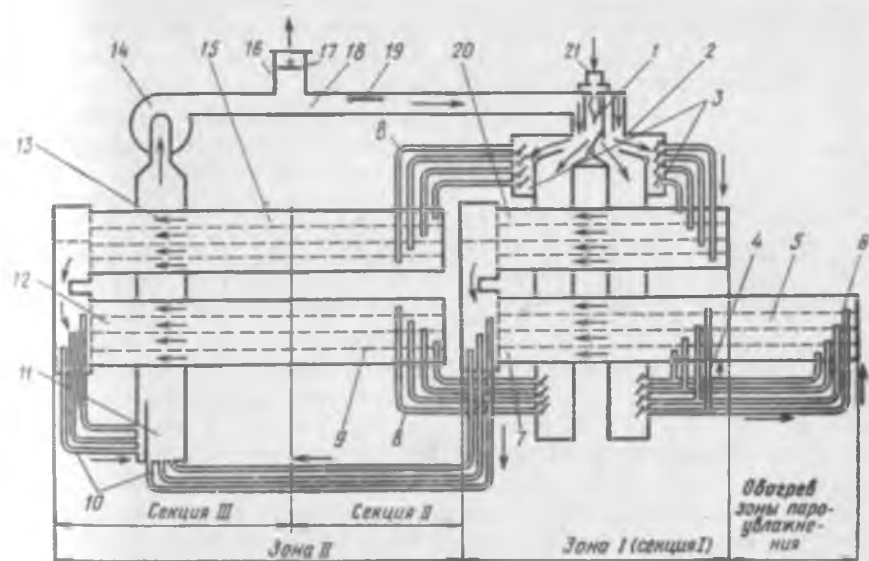


Рис. IV—28. Схема газораспределения печи ПХК-25

метров печи; автоматическое регулирование температурных режимов пекарной камеры печи; автоматическая система блокировок аварийной защиты и сигнализации; дистанционное управление работой электродвигателей печи.

На рис. IV—28 приведена схема газораспределения печи ПХК-25. Горючий газ (или жидкое топливо) подается в топку 1 горелочным устройством 21. Смешанные с газами рециркуляции продукты сгорания попадают в газораспределительный короб 2, в котором при помощи шиберов делятся на четыре потока и попадают в короба 3, подающие греющие газы в верхние 20, 15 и 13 и

нижние 5, 7, 9 и 12 греющие каналы I и II зон обогрева. В коробах 3 при помощи шиберов производится деление газов по ширине печи, обеспечивающее равномерную подачу тепла по ширине.

Из коробов 3 газы подаются в транспортирующие газопроводы I зоны 6 и второй зоны 8. На нижних транспортирующих газопроводах первой зоны установлены патрубки 4 с шиберами (байпасы), позволяющие регулировать количество газов, подаваемых в греющий канал 5.

Из греющих каналов охлажденные газы по трубопроводам 10 попадают в сборный короб 11 и вентилятор рециркуляции 14. Из вентилятора газы попадают в напорный патрубок 18, откуда часть газов удаляется в дымовую трубу 16, в которой установлен шибер 17 для регулирования тяги трубы, а остальные газы патрубком 18 подаются на рециркуляцию. Для продувки печи перед пуском и регулирования разрежения в топке в напорном патрубке установлен шибер 19.

На рис. IV—29 приведен график температур в печи ПХК-25 при выпечке батонов.

Рис. IV—29. График температур в рабочей камере печи ПХК-25 при выпечке батонов:

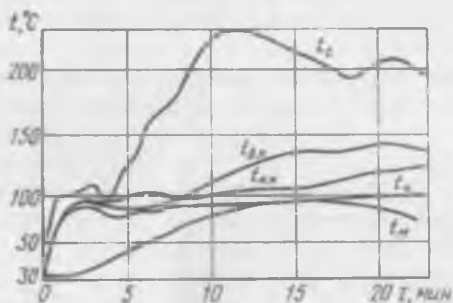
t_c — температура среды; $t_{в.н.}$ — температура верхней корки; $t_{н.н.}$ — температура нижней корки; $t_{ц.}$ — температура центра заготовки; t_m — температура мокрого термометра

низкую ее температуру. В печи ПХК-25 это реализуется в полной мере.

В зоне увлажнения печи (длительность пребывания в ней тестовых заготовок составляет примерно 240 с) поддерживается сравнительно низкая температура ($t_c = 110^\circ\text{C}$) и высокая относительная влажность, т. е. температуры, регистрируемые сухой и мокрой термометрами, достаточно близки.

В дальнейшем в процессе выпечки происходит увеличение температуры в пекарной камере. Максимальное значение t_c , которое достигается на 11-й минуте выпечки, составляет примерно 230°C . Затем температура в пекарной камере понижается, а температура мокрого термометра на протяжении всего процесса выпечки примерно равна 90°C .

Когда температура центральных слоев тестовых заготовок достигает 97°C на 26-й минуте с момента начала процесса выпечки, процесс выпечки заканчивается. В это время температура верхней поверхности (корки) тестовых заготовок составляет 140°C , нижней 120°C .



Исследования режимов выпечки печей ПХК-25 проводились и на других сортах и дали положительные результаты.

Печь ПХК-16. Состоит из двух секций, отличается от печи ПХК-25 отсутствием второй (средней) секции, поэтому в ней соответственно исключены греющие каналы второй секции.

Изменена несколько конструкция третьей секции — в ней установлены патрубки для подачи греющих газов из подающих трубопроводов.

Все остальные элементы печи соответствуют печи ПХК-25.

Печь ПХК-50. Печь ПХК-50 (рис. IV—30) представляет собой конструкцию, состоящую из натяжной и приводной станций, зоны



Рис. IV—30. Печь ПХК-50

гигротермической обработки и секций, аналогичных секциям в печах ПХК-16 и ПХК-25, установленным последовательно одна за другой. Вся печь имеет пять секций длиной по 4 м. При сборке печи производится стыковка секций, при этом образуется цельная система газораспределения и обогрева пекарной камеры.

Система обогрева имеет два независимых контура. Первый контур 7 предназначен для обогрева первой и второй секций, зоны гигротермической обработки 8 и предварительного обогрева сетки 9, второй 5 — для обогрева третьей, четвертой и пятой секций печи.

Печь делится на зоны обогрева. Первая секция, в которой находится топочное устройство, составляет I зону обогрева. Она примыкает к устройству для гигротермической обработки тестовых заготовок. II зона обогрева находится во второй секции, в которой расположен вентилятор рециркуляции. Третья секция, в которой расположено второе топочное устройство, составляет III зону обогрева и четвертая и пятая секции — IV зону обогрева. Оба контура обогрева аналогичны контуру обогрева печей ПХК-25 и ПХК-16 и состоят из однотипных узлов. Первая секция идентична первой секции печи ПХК-25, четвертая секция — второй секции печи ПХК-25, пятая — третьей секции печи ПХК-25, вторая и третья секции соответственно аналогичны пятой и первой, но не имеют наклонных участков.

Пекарная камера 4 установлена на скользящих опорах, закрепленных на каркасе печи. В начале печи пекарная камера закреплена неподвижно.

В печах ПХК-25 и ПХК-16 в начале и в конце пекарной камеры предусмотрен наклон пода на угол 5° . Средняя часть пекарной камеры выполнена горизонтальной. Вентиляционные потери уменьшают также подъемные заслонки 3, расположенные в торцах пекарной камеры.

Конструкция греющих каналов и других элементов системы обогрева, каркаса, обшивки и теплоизоляции 6 печи ПХК-50 аналогична таковой печи ПХК-25.

Так как длина пекарной камеры печи ПХК-50 больше, то соответственно и сетчатый под 9 движется с большей скоростью. Приводная станция 1 спроектирована так, что время выпечки может регулироваться в диапазоне 12—72 мин. Устройство для гигротермической обработки тестовых заготовок 8 и для отвода паровоздушной среды 2 и натяжное устройство 10 аналогичны таким устройствам в печи ПХК-25.

Печь ПХК-50 имеет два горелочных и топочных устройства. Поскольку основное количество тепла расходуется в начале выпечки,

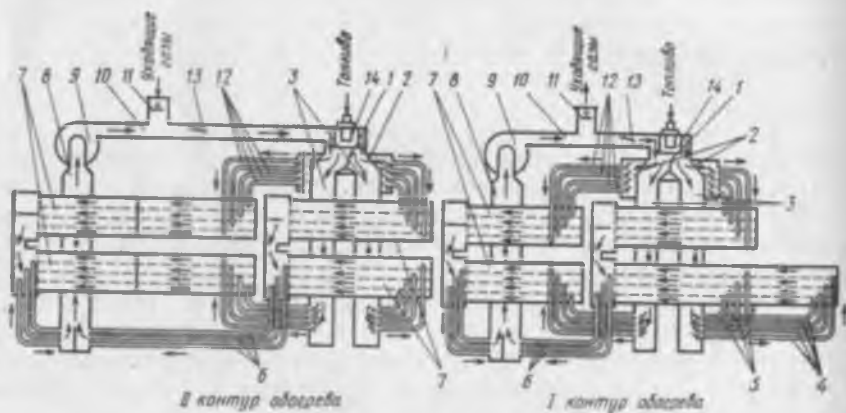


Рис. IV—31. Система обогрева печи ПХК-50

в первой топке сгорает 80—85% всего топлива. В соответствии с этим следует применять горелки различной производительности. Система автоматизации имеет два контура для автоматизации каждой горелки.

Для размещения электрооборудования печи ПХК-50 устанавливаются щиты управления и приборов.

Система обогрева печи ПХК-50 приведена на рис. IV—31.

Печь ПХК-50 имеет два независимых контура обогрева. В каждом из них продукты сгорания, смешанные с рециркулирующими газами, из камеры смешения поступают в газораспределительный короб, расположенный с левой стороны печи. Здесь общий поток газов с помощью шиберов 1 делится на два потока: один направляется в правую часть газораспределительного короба, второй — в левую

с помощью шиберов 2, газовые потоки направляются в четыре короба 3, расположенные поперек печи под пекарной камерой и над ней.

В первом контуре обогрева, включающем I и II зоны, греющие газы из коробов 3 по газопроводам 12 поступают в греющие каналы 7 на обогрев зоны гидротермической обработки (нижний обогрев) и I зоны (нижний и верхний обогрев).

Распределение газов по длине нижнего греющего канала I зоны обогрева и, следовательно, теплоотдачу от этого канала можно регулировать с помощью четырех шиберов 5, установленных в нижних транспортирующих газопроводах 4. Так как продукты сгорания, транспортируемые по газопроводам, разветвляются на два потока в конце увлажнительного устройства, то с помощью шиберов можно изменять количество газов, подводимых в нижний канал зоны увлажнения и следовательно, температуру в ней. В зоне увлажнения может быть создана температура, соответствующая сорту выпекаемых изделий. При необходимости подвод греющих газов в зону увлажнения может быть отключен, и поступающие из короба газы направляются в нижний канал первой зоны обогрева пекарной камеры.

Из греющих каналов охлажденные газы по трубопроводам 6 подаются в сборный короб 8 и вентилятор рециркуляции 9. Отсюда газы подаются в напорный патрубок 10 и делятся на два потока: часть газов через патрубок с шибером, регулирующим тягу, уходит в дымовую трубу, а вторая часть подается в камеру смещения 14. Разрежение в топке регулируется шиберами 11 и 13.

Во II контуре обогрева, включающем третью и четвертую зоны, отсутствует зона гидротермической обработки, но греющие каналы четвертой зоны, входящие в четвертую и пятую секции, соединены последовательно и имеют большую длину.

На рис. IV—32 и IV—33 приведены графики температур в пекарной камере печи ПХК-50 при выпечке хлеба ржано-пшеничного (украинского нового) и батонов нарезных.

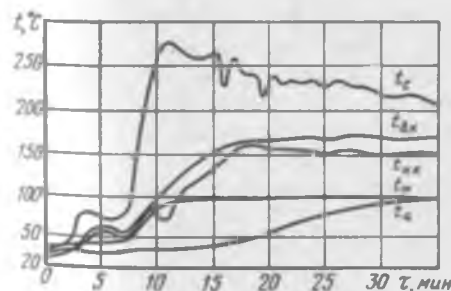


Рис. IV—32. График температур в рабочей камере печи ПХК-50 при выпечке ржано-пшеничного хлеба массой 1 кг (обозначения те же, что и на рис. IV—29)

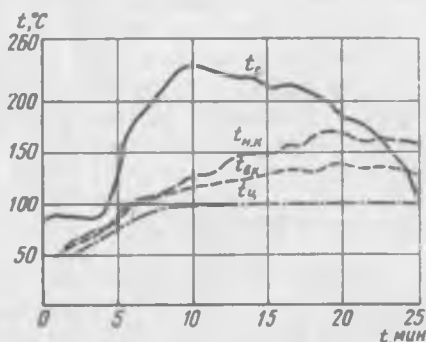


Рис. IV—33. График температур в рабочей камере печи ПХК-50 при выпечке батонов нарезных массой 0,4 кг (обозначения те же, что и на рис. IV—29)

Как видно из рисунков, основные закономерности, характеризующие процесс выпечки, одинаковы для печей ПХК-25 и ПХК-50. Так, в зоне увлажнения печей ПХК-25 и ПХК-50 температуры «сухого» и «мокрого» термометров (термопар) соответственно примерно равны, что свидетельствует об одинаковом характере протекания гигротермических процессов. Затем в первой зоне обогрева печи ПХК-50, расположенной за зоной увлажнения, температура среды резко повышается и при выпечке ржано-пшеничного хлеба примерно на 10-й минуте от начала процесса достигает 270°С. Все это обеспечивает получение высококачественного ржано-пшеничного хлеба.

В дальнейшем по мере протекания процесса выпечки температура в рабочей камере печи плавно снижается. При этом экстремальные значения температур среды пекарной камеры, т. е. максимумы и минимумы зависимости $t_c = f(\tau)$, соответствуют местам подвода и отвода греющих газов в плоские каналы печи.

При выработке батонов максимальная температура среды достигает максимума (примерно 230°С) на 8-й минуте, а затем плавно снижается. Снижение температуры верхней корки до 125°С объясняется уменьшением температуры среды в конце пекарной камеры до 100°С. Это также способствует снижению упека до 6% при выработке батонов в печах ПХК-50.

5. ПЕЧИ С ЭЛЕКТРООБОГРЕВОМ

Современные электрические печи по способу обогрева пекарной камеры делятся на четыре группы: с элементами сопротивления (ТЭНы или стержни со спиралями из проволоки высокого омического сопротивления), с инфракрасными излучателями в виде ламповых или кварцевых трубчатых ИК-излучателей, с микроволновым обогревом (применяются генераторы сантиметровых волн); с комбинированным обогревом.

В хлебопекарной и кондитерской промышленности получили распространение печи с элементами сопротивления, с инфракрасными излучателями и печи с комбинированным видом обогрева.

Как и печи с другими видами обогрева, электрические печи могут быть универсальными и специальными и иметь проходную или тупиковую пекарную камеру.

Печи типа БН

Печи типа БН предназначены для выработки хлеба и булочных изделий широкого ассортимента.

Печь БН-25. Тоннельного типа. Выполнена из металлического каркаса с обшивкой листами. Печь включает пекарную камеру 7 (рис. IV—34), приводную 9 и натяжную 1 станции, конвейер 8, нагревательные элементы, систему контрольно-измерительных приборов и автоматики. Состоит из восьми секций. Устройство увлажне-

шая продукции 3, расположенное в начале печи и занимающее 4,6% общей длины пекарной камеры, состоит из четырех перфорированных труб диаметром 1" с отверстиями диаметром 2,5 мм для выхода пара. Трубы установлены над сетчатым конвейером с шагом между ними 130 мм, расстояние от центра их до пода печи 139 мм.

Для уменьшения утечки пара над трубами устроен колпак шириной 2170 и длиной 560 мм. Пароувлажнительное устройство отделено от пекарной камеры поворотной заслонкой. Отсутствие на-

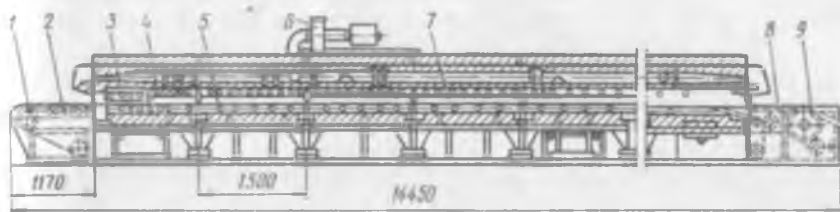


Рис. IV—34. Печь БН-25 с электрообогревом

гревательных элементов в зоне увлажнения значительно уменьшает перегрев пара и улучшает условия его конденсации на поверхности тестовых заготовок. При этом сокращается расход пара на увлажнение.

Пекарная камера печи разбита на четыре тепловые зоны. Изделия обогреваются при помощи электронагревателей сопротивления в виде спиралей, уложенных в керамические диски с отверстиями.

Первая тепловая зона общей мощностью 54 кВт обогревается восемнадцатью верхними 4 и двенадцатью нижними 5 электронагревателями; вторая общей мощностью 43,2 кВт — пятнадцатью верхними и девятью нижними электронагревателями, третья общей мощностью 32,4 кВт — двенадцатью верхними и шестью нижними электронагревателями и четвертая зона общей мощностью 21,6 кВт — шестью верхними и шестью нижними электронагревателями. Со стороны посадки под сеткой установлены нагреватели 2 для предварительного обогрева сетки.

Для рационального управления работой печи все элементы по зонам объединены в автоматические и ручные группы.

Для удаления паровоздушной смеси из пекарной камеры над печью установлена вентиляционная система 6.

Приводная и натяжная станции и сетчатый под печи аналогичны печам БН с обогревом рециркулирующими газами.

В качестве теплоизоляции применяют минеральную вату.

Печь БН-50. Состоит из пекарной камеры 7 (рис. IV—35), нагревательных элементов, вентиляционной системы для удаления паровоздушной смеси 6, устройства для увлажнения среды пекарной камеры 3, контрольно-измерительных приборов и автоматики. Име-

ется 16 соединенных между собой отдельных секций длиной 1500 мм каждая. Каркас печи несет на себе все элементы конструкции и наружную металлическую обшивку.

Пекарная камера со всех сторон тщательно изолирована стекловатой.

Камера обогревается темными трубчатыми электронагревателями мощностью 2 кВт каждый. В верхней ее части, над конвейером, размещено 87 электронагревателей 4, в нижней — 72 нагревателя 5.

Печь разбита на четыре тепловые зоны с независимым верхним и нижним обогревом. Первая, вторая и третья зоны верхнего

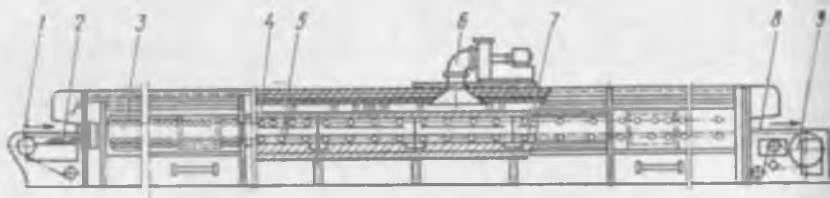


Рис. IV—35. Печь БН-50 с электрообогревом

обогрева состоят из 24 электронагревателей мощностью 48 кВт каждая. Четвертая зона верхнего обогрева имеет 15 электронагревателей мощностью 30 кВт.

В первой зоне нижнего обогрева 21 электронагреватель мощностью 42 кВт, во второй и третьей — по 18 мощностью 36 кВт и в четвертой — 15 мощностью 30 кВт.

С посадочной стороны печи встроено шесть нагревательных элементов 2 мощностью по 3 кВт. Элементы разделены на две группы и служат для подогрева посадочной части ленты.

Для автоматического регулирования температуры в пекарной камере в каждой зоне установлен термозлемент.

В первой зоне имеется паровлажнительное устройство 3, занимающее 4% общей длины пекарной камеры. Относительная влажность среды пекарной камеры в зоне увлажнения составляет 70—80%, в остальных зонах она находится в пределах 45—50%.

Приводная 1 и натяжная 9 станции и конвейер 8 аналогичны печам БН с обогревом рециркулирующими газами.

Как и в печи БН-25, система электрического обогрева печи БН-50 позволяет получать изделия хорошего качества.

Печи ХПС

Выпускаются Шебекинским машиностроительным заводом трех типоразмеров. Печи ХПС-25 и ХПС-40 однотипны и различаются только длиной пекарной камеры (площадью пода). Печь ХПС-100 относится к печам большой мощности и имеет существенные кон-

структивные отличия (тип нагревателей, ширина пода, конструкция пароувлажнительного устройства и система управления).

Печь ХПС-25. Предназначена для выпечки хлебобулочных изделий широкого ассортимента и представляет собой металлическую блочно-каркасную конструкцию с засыпной термозоляцией из минеральной ваты.

Печь состоит из пекарной камеры 2 (рис. IV—36), состоящей из четырех секций, сетчатого конвейерного пода 5, приводной 1 и

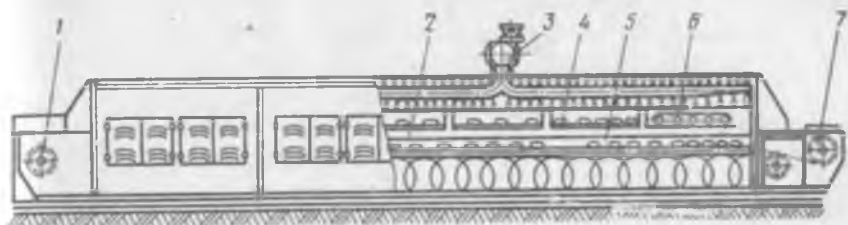


Рис. IV—36. Печь ХПС-25

натяжной 7 станций, нагревательных элементов 4 и системы контроля-измерительных приборов и автоматики.

Под печи изготовлен из стальной сетки, которая по сторонам прикреплена к двум бесконечным цепям. Ширина пода 2,1 м. Над и под сетчатым подом установлены электронагреватели НВСЖ 2,177/2,5 общей мощностью 240 кВт.

Пароувлажнительное устройство 6 состоит из восьми перфорированных труб. По всей длине печи в верхней ее части размещен вентиляционный канал вытяжного устройства 3, отводящий паровоздушную смесь из начала и конца пекарной камеры, второй и четвертой секций печи.

Печь ХПС-40. По конструкции аналогична печи ХПС-25. Пекарная камера состоит из шести секций, и площадь пода составляет 40 м². Нагревательные элементы НВСЖ 2,177/2,5 такие же, как и в печи ХПС-25, их 120.

Пекарная камера разделена на четыре тепловые зоны. Регулировка температурного режима производится в автоматическом и ручном режимах.

Печам ХПС-25 и ХПС-40 в основном свойственны те же недостатки, что и печам БН, — большая вентиляция пекарной камеры и недостаточно эффективное устройство для гигротермической обработки.

Дополнительные трудности в наладке и эксплуатации этих печей создает также двустороннее размещение U-образных нагревателей, при котором трудно достичь равномерного нагрева по оси пекарной камеры и на краях.

Печь ХПС-100. Предназначена для выпечки хлеба и булочных изделий. Представляет собой металлическую секционную конст-

рукцию, состоящую из пекарной камеры тоннельного типа 3 (рис. IV—37), имеющей смотровые люки 2, устройства для гигротермической обработки тестовых заготовок 4, системы отвода паровоздушной смеси из пекарной камеры 5, каркаса, наружной обшивки и изоляции, приводной 1 и натяжной 8 станций, конвейера печи 7, нагревательных элементов 6 и системы контрольно-измерительных приборов и автоматики.

Пекарная камера разделена по длине на четыре зоны, каждая из которых собирается из четырех секций длиной по 2 м. Размеры

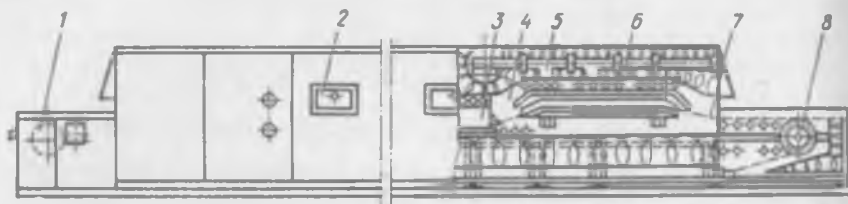


Рис. IV—37. Печь ХРС-100

пекарной камеры: длина — 32 м, ширина — 3,25 м и высота — 0,2 м.

Гигротермическая обработка тестовых заготовок происходит в отдельной зоне, расположенной перед пекарной камерой.

Сетка конвейера имеет подъем в зоне увлажнения. Обогрев тестовых заготовок в этой зоне осуществляется только снизу или сверху. При такой конструкции гигротермического устройства можно создать оптимальные условия в зоне увлажнения, способствующие интенсивной сорбции пара тестовыми заготовками. Для отвода паровоздушной смеси из пекарной камеры и увлажнительного устройства печь оборудована вытяжной системой. В начале и конце печи установлены вытяжные зонты, соединенные в общую вытяжную систему.

Обогрев пекарной камеры, зоны увлажнения и зоны посадки осуществляется «темными» электрическими нагревателями, которые расположены в верхней и нижней частях пекарной камеры.

Система обогрева печи разделена на зоны: посадочную, зону увлажнения и четыре зоны в пекарной камере, что позволяет автономно регулировать температурный режим.

Электронагреватели, общая мощность которых составляет 600 кВт, для удобства управления разбиты в каждой зоне по группам. В каждую группу входит по три нагревателя, соединенных по электросхеме «звезда».

Температура в каждой зоне регулируется отдельно: сверху и снизу зоны, что позволяет более четко устанавливать тепловой режим в процессе выпечки.

Правильно организованная зона гигротермической обработки и возможность широкого регулирования теплового режима в пе-

карной камере позволили получать продукцию высокого качества при низких удельных расходах электроэнергии (около 0,18 кВт/ч на 1 кг хлеба).

Печи П-104 и П-119

Печи однотипны, различаются длиной. Печь П-104 имеет три секции и соответственно площадь пода 25 м², печь П-119 — одну секцию и площадь пода 8 м².

Хлебопекарная печь с электрообогревом марки П-104 тупиковая, люлечно-подиковая в блочно-каркасном исполнении (рис. IV—38) предназначена для выпечки широкого ассортимента хлебобулочных изделий.

Боковые стенки и верхнее перекрытие представляют собой металлические панели, заполненные шлаковатой. В пекарной камере

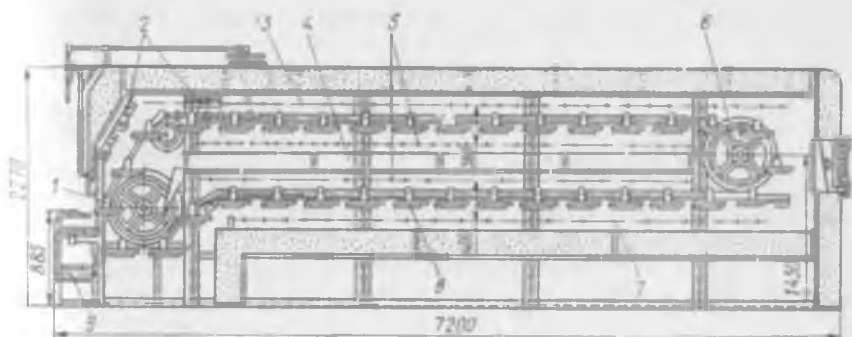


Рис. IV—38. Печь П-104

6 размещен двухниточный конвейер, на который подвешены 34 люльки 8.

Приводная станция находится на передней стороне печи. Конвейер движется прерывисто.

Между ветвями конвейера 1 размещены короба 4, уменьшающие объем пекарной камеры.

Увлажнение пекарной камеры осуществляется тремя паровыми гребенками 2 на первых четырех люльках.

Печь обогревается трубчатыми нагревателями 3, 5, 7 типа НВСЖ 2,177/2,5 мощностью по 2,5 кВт. Все нагреватели разбиты на четыре группы — по зонам пекарной камеры.

Регулирование температуры производится включением или отключением групп (секций) электронагревателей при отклонении температуры в зоне от заданных пределов.

В первой зоне печи нагреватели разбиты на три группы, одна из которых может быть либо включена постоянно, либо выключена или подключена к одной из других групп, управляемых автоматически.

Нагреватели в других зонах разбиты на две группы. При температуре в зоне ниже заданной автоматически включаются все нагреватели, после чего по достижении нижнего предела заданной температуры одна из секций отключается, а по достижении верхнего предела отключается вторая секция и температура начинает падать.

Механическая разгрузка подовых изделий на транспортер 9 производится с помощью копира.

Печь обеспечивает выработку продукции хорошего качества и получила широкое распространение.

Печь ПИК-8

Печь ПИК-8 (рис. IV—39) имеет комбинированный электрообогрев. Предназначена для выпечки мелкоштучных булочных и мучных кондитерских изделий. Представляет собой металлическую конструкцию, состоящую из двух секций длиной по 5 м каждая,

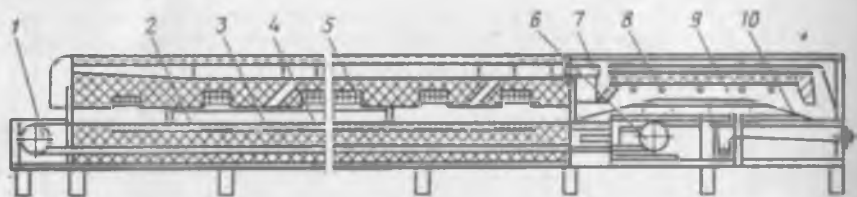


Рис. IV—39. Печь ПИК-8

пекарной камеры 3 (габаритные размеры $10 \times 1,05 \times 0,25$ м), в которой расположены блоки нагревателей (ТЭНов) 4 и кварцевых излучателей 5, устройства для гигротермической обработки тестовых заготовок 9, приводной 1 и натяжной 6 станций, сетчатого пода 2, вытяжной системы 7 и системы контрольно-измерительных приборов и автоматики.

Пекарная камера 3 установлена на скользящих опорах, секции ее соединены между собой.

Для увеличения отражательной способности стенки пекарной камеры окрашены в серебристый цвет алюминиевой краской. Пекарная камера обогревается кварцевыми инфракрасными излучателями, расположенными в верхней части, и трубчатыми нагревателями, находящимися под сетчатым подом. Для удобства эксплуатации кварцевые излучатели и ТЭНы монтируют на отдельных блоках: по шесть кварцевых излучателей или по три ТЭНа в одном блоке. Всего имеется десять блоков излучателей и десять блоков нагревателей, которые устанавливают через специальные лючки, расположенные в боковых стенках пекарной камеры. Блоки с излучателями могут находиться в двух положениях: верхнем и нижнем (на 40 мм ниже верхнего). Электроэнергию к блокам подают через

специальные клеммы. При использовании кварцевых излучателей в качестве нагревательных элементов значительно сокращается продолжительность выпечки.

Привод конвейера печи осуществляется от электродвигателя мощностью 2,2 кВт через ременную передачу, вариатор скорости (степень вариации 6), редуктор и цепную передачу. На приводном валу находятся барабан и две звездочки с шагом 38,1 мм. Они приводят в движение тянущие цепи, к которым прикреплена сетка, являющаяся подом печи. Для выгрузки печи при отсутствии электроэнергии имеется ручной привод для вращения входного вала редуктора. В систему, соединяющую валы вариатора и редуктора, смонтирована обгонная храповая муфта. Со стороны посадки тестовых заготовок устанавливается натяжная станция.

Устройство для гигротермической обработки тестовых заготовок представляет собой отдельную секцию с камерой, выполненной в виде колпака. Внутри последнего проходит сетчатый конвейер 10, имеющий крайние наклонные и средний горизонтальный участки. В колпак при помощи перфорированных труб 8 подается пар.

В результате автоматизации печи обеспечивается автоматический контроль основных параметров работы печи: автоматическое регулирование температурного режима печи, автоматическая система аварийной защиты и блокировок.

Исследования показали, что продолжительность выпечки в печах ПИК-8 по сравнению с другими печами сокращается в зависимости от массы и формы изделий. Все выпеченные в печи ПИК-8 изделия имели глянцевую, равномерно окрашенную поверхность и хороший объем.

6. СПЕЦИАЛЬНЫЕ ПЕЧИ ДЛЯ ВЫПЕЧКИ МУЧНЫХ КОНДИТЕРСКИХ ИЗДЕЛИЙ

По производительности печи могут быть большой мощности — 625 кг/ч затыжного печенья и 875 кг/ч сахарного печенья, средней мощности — до 375 кг/ч затыжного и 625 кг/ч сахарного печенья; малой мощности — до 100 кг/ч затыжного и 150 кг/ч сахарного печенья.

По типу конвейера и пода печи изготовляют:

- 1) с цепным конвейером, несущим металлические противни (трафареты); в печи может быть от двух до четырех конвейеров;
- 2) с ленточными конвейерами из стальной плетеной сетки или из стальной перфорированной ленты; в печи может быть одна или три ленты с самораскладом;
- 3) с ротационным конвейером; в этих печах изделия выпекаются на трафаретах;
- 4) со стационарным подом.

Печь ШПБ

Трехленточная печь ШПБ со сжиганием газа внутри пекарной камеры предназначена для выпечки сахарного и затыжного печенья. Она имеет три ленточных конвейера, обогреваемых газом

при помощи 71 инжекционной горелки среднего давления; горелки размещены над конвейером (37 горелок) и под конвейером (34 горелки).

Парогазовая смесь удаляется из пекарной камеры по вытяжным трубам. Продолжительность выпечки регулируется в пределах 3—12 мин.

Распределение тестовых заготовок на ленты конвейера производится с помощью саморасклада.

Печи ВКНИИ

Печь ВКНИИ-1 (рис. IV—40). Предназначена для выпечки сахарного и затяжного печенья. Печь канальная, сквозного типа, в кирпичном исполнении, рассчитана на твердое топливо.

Продукты сгорания из топки 6 направляются в восемь нижних каналов 3 и затем в верхние каналы 2. Часть газов при помощи

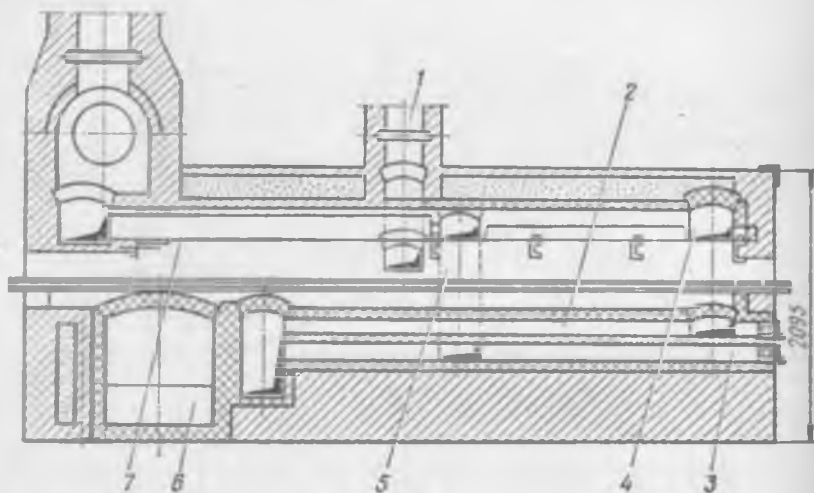


Рис. IV—40. Печь ВКНИИ-1

шиберов по стоякам 4 или 5 может направляться непосредственно в верхние каналы, изменяя распределение тепла по длине печи. Верхнее перекрытие пекарной камеры 7 выполнено из стального листа. Через вытяжное устройство 1 паровоздушная смесь удаляется из пекарной камеры.

Печь ВКНИИ-2. Представляет собой каркасную конструкцию в кирпичной обмуровке. Нижний обогрев пекарной камеры осуществляется каналами, верхний — с помощью дымогарных труб.

Внутри пекарной камеры проходит конвейер из втулочно-роликовых цепей, соединенных между собой трубками. На трубках в два ряда размещены трафареты с выпекаемыми изделиями. Уходящие продукты сгорания обогревают водогрейный котелок.

Печь А2-ШБГ

Печь предназначена для выпечки различных сортов печенья. Устанавливается в поточно-механизированной линии ШЛ-1П для производства сахарных сортов печенья. Печь состоит из пекарной камеры, включающей в себя пять секций, сетчатого конвейерного пода, приводной и натяжной станций, устройств для сжигания газа и отбора продуктов сгорания и секции для предварительного охлаждения печенья.

В пекарной камере установлены беспламенные горелки низкого давления в количестве 72 штук: 36 в верхней части пекарной камеры, над конвейером и 36 — под конвейером.

Секция предварительного охлаждения изделий оборудована воздухопроводом и вентилятором. Воздух через щели воздуховода, расположенного под рабочей ветвью конвейера, обдувает и охлаждает горячее печенье.

Печь ШБ-2П

Печь имеет электрический обогрев. Предназначена для выпечки различных сортов печенья. Устанавливается в линии ШЛ-1П. Основные узлы печи такие же, как и печи А2-ШБГ. В печи установлено 72 трубчатых электрических нагревателя. Рабочая камера печи разделена на три тепловые зоны. В первой и третьей зонах установлено по 18 нагревателей, во второй — 36.

Во всех зонах третья часть нагревателей работает в автоматическом режиме, остальные — включают и выключают вручную.

Печь ШПГ

Печь устанавливается в поточной линии ШУЛ для производства затяжных и сахарных сортов печенья. Пекарная камера состоит из четырех секций длиной по 2 м. Каждая секция состоит из четырех блоков. Обогрев печи осуществляется 34 беспламенными горелками низкого давления. 16 горелок установлено над сетчатым подом и 18 — под ним. Продукты сгорания удаляются из пекарной камеры системой вытяжной вентиляции.

После выхода из пекарной камеры изделия попадают в камеру предварительного охлаждения.

Печь А2-ШПЭ

Печь предназначена для выпечки различных сортов печенья. Состоит из пекарной камеры 3 (рис. IV—41), имеющей четыре секции, печного конвейера 2, секции предварительного охлаждения 5 и электрооборудования. Каждая секция состоит из четырех блоков: верхнего, нижнего и двух боковых. Конвейер представляет собой бесконечную стальную сетку, огибающую приводной 7 и натяжной 1 барабаны. Ширина конвейера 870 мм. Верхняя ветвь —

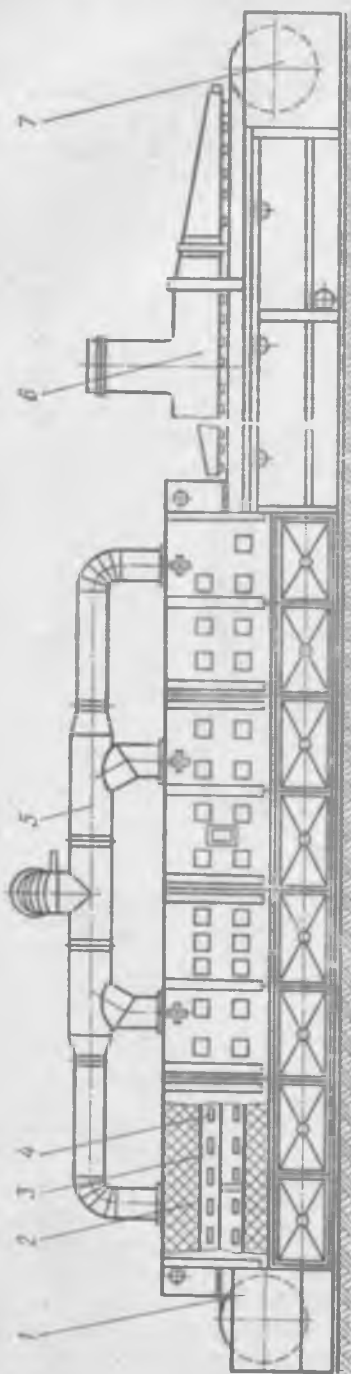


Рис. IV—41. Печь А2-ШПЭ

несущая — поддерживается от провисания внутри пекарной камеры чугунными опорами, а вне камеры — роликами.

Секция предварительного охлаждения устанавливается после пекарной камеры. Секция состоит из металлической рамы, воздуховода и вентилятора.

Вдоль пекарной камеры в два яруса над печным конвейером и под ним установлено 34 нагревательных элемента 4, каждый из них имеет установленную мощность 5 кВт и состоит из верхнего и нижнего трубчатых электронагревателей.

Вся пекарная камера и соответственно все электронагреватели разбиты на три зоны. В каждой зоне температура задается и поддерживается отдельным электроконтактным термометром. Общая установленная мощность электронагревателей печи составляет 135 кВт (верхние — 60, нижние — 75 кВт). Печь оборудована вытяжной системой 5.

Глава V. РАСЧЕТЫ ИНТЕНСИВНОСТИ ТЕПЛООБМЕНА В ЭЛЕМЕНТАХ КОНСТРУКЦИИ ПЕЧЕЙ

Промышленные печи хлебопекарного и кондитерского производств состоят из большого числа отдельных, по сути говоря, самостоятельных элементов, в которых протекает целый ряд сложных процессов, в частности процессы теплообмена. Целью объединения этих отдельных элементов в единый теплотехнический агрегат — печь, является главным образом поддержание на заданном уровне температу-

ры в той части этого агрегата (в его рабочей камере), где осуществляется основной технологический процесс — выпечка.

К таким элементам относятся: топочное устройство, нагревательные каналы и рабочая камера. На основании сведений, частично описанных в главе II, а также приводимых в специальной литературе по вопросам теплообмена, можно получить данные, которые могут быть использованы при проектировании печей хлебопекарного и кондитерского производств, а также при расчетах интенсивности теплообмена в отдельных элементах их конструкций. Помимо выяснения характера теплообмена в элементах печей это в свою очередь позволяет уточнить ряд важных моментов, связанных с их работой, в частности подобрать соответствующий жаропрочный материал.

При анализе работы топочных устройств печей одно из первых мест занимает вопрос определения температуры сгорания топлива (теоретической и фактической). Вопрос этот имеет не только теоретическое, но и в первую очередь важное практическое значение. В самом деле, зная температуру сгорания топлива, можно на основании приведенных во второй главе расчетных соотношений лучистого теплообмена, например соотношений, описывающих законы излучения и поглощения газов, рассчитать интенсивность теплообмена от факела к стенке топки или температуру стенки топки. При этом появляется возможность выбрать в качестве материала для стенки топки огнеупорный кирпич в печах с полным удалением продуктов сгорания в дымовую трубу либо жаропрочную сталь в печах с рециркуляцией продуктов сгорания. Кроме того, в топках печей с непосредственной теплоотдачей в рабочую камеру можно также рассчитать необходимую толщину свода топки и подобрать для него материал так, чтобы заданная величина теплоотдачи была обеспечена. Здесь следует указать, что топки печей с трубками Перкинса имеют целый ряд особенностей, которые следует учитывать при проектировании, и задача расчета теплообмена в таких топках значительно усложняется.

В промышленных печах хлебопекарного и кондитерского производств используются разнообразные конструкции нагревательных каналов. Это во многом объясняется разнообразием конструкций самих печей, а также тем, что в одной и той же печи на различных стадиях процесса выпечки часто используют различные типы каналов. Это вызывает необходимость для целей проектирования печей произвести систематику конструкций каналов и предложить для них расчетные схемы. Таким образом, появляется возможность при тепловых расчетах каналов новых типов печей использовать разработанную готовую методику.

Конечной целью тепловой работы топочного устройства и нагревательных каналов является поддержание на заданном уровне температуры в различных зонах рабочей камеры печи. Обеспечивается это непосредственной теплоотдачей в камеру рабочими поверхностями нагревательных каналов. Различные конструкции каналов по-разному передают тепло в рабочую камеру. Для расчетов, свя-

занных с теплообменом непосредственно в камере печи, необходимо иметь представление о специфике теплоотдачи каналов различных типов.

1. ТЕМПЕРАТУРА ГОРЕНИЯ

Сжигание топлива в реальных условиях всегда сопровождается теплообменом с окружающей средой, и, таким образом, в топках процесс горения является неадиабатическим. Это приводит к тому, что не вся теплота сгорания топлива расходуется на повышение температуры продуктов сгорания. Очевидно, при адиабатическом процессе горения, т. е. при отсутствии организованного или неорганизованного теплообмена с окружающей средой, единица продуктов сгорания получает при заданных условиях максимальное количество тепла и их температура поэтому достигает максимального значения. Эта максимально возможная температура продуктов сгорания называется теоретической температурой горения и может быть найдена по выражению

$$t_{\text{гор}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} + Q_{\text{возд}} + Q_{\text{т}}}{V_{\text{д}} c_{\text{д}}}, \quad (\text{V}-1)$$

где $V_{\text{д}}$ и $c_{\text{д}}$ — объем продуктов сгорания (дымовых газов) при нормальных условиях и их удельная теплоемкость;

$Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ — низшая теплота сгорания рабочего топлива.

Физическое тепло воздуха для горения, введенного в топку с коэффициентом расхода (избытка) воздуха α ,

$$Q_{\text{возд}} = \alpha V^0 c_{\text{в}} t_{\text{в}},$$

где $c_{\text{в}}$ и $t_{\text{в}}$ — теплоемкость и температура воздуха;

V^0 — теоретический расход воздуха для сгорания единицы топлива.

Физическое тепло единицы топлива, если оно поступает в топку предварительно подогретым,

$$Q_{\text{т}} = c_{\text{т}} t_{\text{т}}.$$

Температура горения $t_{\text{гор}}$ является тепловой характеристикой топлива, значение которой зависит от вида топлива, коэффициента расхода воздуха и степени подогрева компонентов горения.

Во всех случаях подогрев компонентов горения повышает $t_{\text{гор}}$. Однако при этом следует учесть, что для топлива с высоким значением $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ влияние подогрева топлива весьма незначительно, в то время как $Q_{\text{возд}}$ оказывает существенное влияние. Это вытекает из того, что с увеличением $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ расход воздуха $V_{\text{в}}$ для сжигания единицы топлива растет. При сжигании топлива с низкой теплотой сгорания подогрев обоих компонентов горения является эффективным средством для увеличения $t_{\text{гор}}$. Особое значение этот метод увеличения $t_{\text{гор}}$ приобретает в тех случаях, когда в топках со значительным рассеянием тепла при сжигании топлива с низкой теплотой сгорания необходимо создать условия, обеспечивающие полноту протекания химических реакций горения.

Другим фактором, влияющим на величину $t_{\text{гор}}$, является коэффициент расхода воздуха. Температура горения является прямой функцией полноты тепловыделения при сжигании топлива. Чем полнее происходит этот процесс и чем быстрее он совершается, тем выше будет температура горения. Скорость тепловыделения имеет важное значение потому, что с ускорением этого процесса сокращается рассеяние тепла топлива в среду, в которой протекает этот процесс, и тем полнее оказывается тепловыделение.

Одной из величин, определяющих полноту тепловыделения, является коэффициент расхода воздуха α . В области значений $\alpha \leq 1$, вблизи $\alpha = 1$ (рис. V-1), кривая тепловыделения имеет пологий характер, так как в этой области ощущается недостаток воздуха для горения и снижается количество горючего, участвующего в процессе, в результате этого температура процесса снижается, что в свою очередь вызывает прогрессивное снижение тепловыделения. Поэтому переход в область более глубокого недостатка воздуха ведет к крутому снижению температуры горения.

При осуществлении процесса горения с $\alpha > 1$ кривая удельного тепловыделения и, следовательно, температура также снижаются, однако в этой области величина удельного тепловыделения, отнесенная к единице горючей смеси, уменьшается вследствие увеличения с ростом $\alpha > 1$ количества продуктов сгорания.

Таким образом, намечается относительно узкая область значений α , в которой удельное тепловыделение и температура горения имеют максимальные значения.

Третьим фактором, влияющим на величину $t_{\text{гор}}$, является отношение Q_p/V_d , зависящее от рода топлива (при $\alpha = \text{const}$). Для разных видов топлива теплота сгорания, отнесенная к единице объема продуктов сгорания, имеет различные значения. Специальное рассмотрение этого вопроса позволяет сделать вывод, что «приведенный» объем продуктов сгорания, т. е. объем продуктов сгорания, отнесенный к единице тепла топлива, с уменьшением Q_p увеличивается.

Это видно из следующих данных:

	$V_d^{\text{пр}}, \text{ м}^3/\text{МДж}$
Мазут	0,284
Природный газ	0,3
Бурый уголь (богословский)	0,328
Торф (кусковой)	0,361
Дрова	0,368

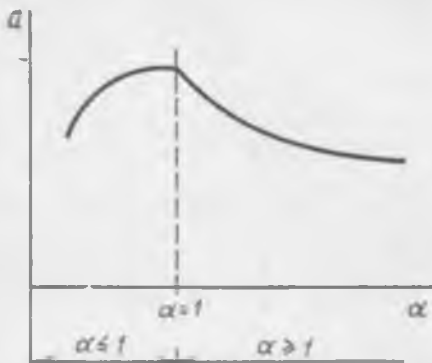


Рис. V-1. Тепловыделение при различных значениях α

Увеличение приведенного объема продуктов сгорания (дымовых газов) $V_{\text{д}}^{\text{р}}$ является причиной уменьшения $t_{\text{гор}}$ при снижении $Q^{\text{р}}$.

Ранее указывалось, что в реальных топках невозможно создать условия, обеспечивающие адиабатическое протекание процесса горения. Причинами этого являются, с одной стороны, тепловые потери, сопровождающие горение, а с другой — теплообмен с поверхностями, воспринимающими тепло радиацией из камеры горения.

К потерям горения при установившемся состоянии относятся потери от химической (q_3)* и механической (q_4) неполноты горения, а также потери в окружающую среду топочным устройством ($q^{\text{т}}$), выраженные в долях $Q^{\text{р}}$.

С учетом потерь горения балансовую температуру горения можно определить по такой формуле:

$$t_{\text{гор}}^{\text{б}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} - (Q_3 + Q_4 + Q_5^{\text{т}}) + Q_{\text{возд}} + Q_{\text{т}}}{V_{\text{д}} c_{\text{д}}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} [1 - (q_3 + q_4 + q_5^{\text{т}})] + Q_{\text{возд}} + Q_{\text{т}}}{V_{\text{д}} c_{\text{д}}} \quad (\text{V}-2)$$

Вводя к. п. д. топочного устройства

$$\eta_{\text{т}} = 1 - (q_4 + q_5^{\text{т}})$$

и относя $Q_{\text{возд}}$ и $Q_{\text{т}}$ к теплу топлива, выражение (V-2) может быть записано в таком виде:

$$t_{\text{гор}}^{\text{б}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta}{V_{\text{д}} c_{\text{д}}} \quad (\text{V}-3)$$

Коэффициент тепловыделения

$$\eta = 1 + q_{\text{возд}} + q_{\text{т}} - (q_3 + q_4 + q_5^{\text{т}}) = \eta_{\text{т}} + q_{\text{возд}} + q_{\text{т}}. \quad (\text{V}-4)$$

В хлебопечкарных и кондитерских печах часто имеется прямое излучение на поверхность нагрева. В некоторых печах эта поверхность нагрева металлическая (трубки Перкинса, стальные рубашки камер сгорания и др.), в других — шамотная (подовые каналы); в обоих случаях теплообмен радиацией вызывает снижение температуры горения тем большее, чем выше прямая отдача тепла излучением.

Действительная температура продуктов сгорания в топочной камере с учетом формулы (V-4) может быть определена по выражению

$$t_{\text{гор}}^{\text{д}} = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{р}} \eta - Q_{\text{р}}}{V_{\text{д}} c_{\text{д}}} = \frac{Q^{\text{р}} (\eta - \mu)}{V_{\text{д}} c_{\text{д}}} = t_{\text{т}}^{\text{д}}. \quad (\text{V}-5)$$

Коэффициент прямой отдачи, который учитывает тепло $Q_{\text{р}}$, переданное прямым излучением (радиацией) и отнесенное к единице топлива,

* Эта потеря включает и потери вследствие диссоциации CO_2 и H_2O .

$$\mu = \frac{Q_p}{Q_n^p}$$

При отсутствии передачи тепла конвекцией в пределах топочной камеры величина $t_{\text{гор}}^{\Delta}$ в то же время будет являться температурой продуктов сгорания, покидающих топку, t_t^{Δ} . В печах, в топочных устройствах которых происходит также и конвективная теплоотдача к поверхности нагрева, температура продуктов сгорания, покидающих топочное устройство,

$$t_t^{\Delta} = \frac{Q_n^p (\eta - \mu - q_{\text{поверх}})}{V_d c_d}, \quad (V-6)$$

где $q_{\text{поверх}} = \frac{Q_{\text{поверх}}}{Q_n^p}$ — тепло, переданное конвекцией поверхности нагрева в топке, отнесенное к единице тепла топлива.

Основная трудность определения $t_{\text{гор}}^{\Delta}$ по формуле (V-5) или (V-6) состоит в определении коэффициента прямой отдачи μ . Методы определения этого коэффициента поясняются далее на числовых примерах. Обычно $\mu \approx 0,2$.

При пользовании выражениями для нахождения любой из приведенных выше температур продуктов сгорания следует иметь в виду, что их удельная теплоемкость в общем случае имеет вид $c_d = c_0 + \beta t$. Таким образом, решение приведенных выражений сводится к решению квадратных уравнений. Проще, однако, в связи с малыми значениями коэффициента β в формуле для c_d определять $t_{\text{гор}}$ методом подстановки.

При сжигании горючих газов и жидкого топлива на температуру в камерах сгорания существенное влияние оказывают условия смесеобразования горючих элементов с воздухом после их входа в топку, а также аэродинамика факела (вовлечение продуктов сгорания с законченными реакциями горения, заполняющих топочный объем, в струю горящих газов). Чем хуже подготовлена горючая смесь до ее выхода из горелки, тем дольше продолжается смесеобразование в топке, тем большими будут продолжительность горения и теплотери в процессе горения. Следовательно, температура продуктов сгорания будет тем ниже, чем хуже смесь подготовлена до ее выхода в камеру. Вовлечение в струю факела инертных продуктов горения с пониженной температурой из топочного объема снижает температуру дымовых газов. Таким образом, действительная максимальная температура продуктов сгорания будет ниже $t_{\text{гор}}^{\Delta}$. А. В. Кавадеров экспериментально установил связь между $T_{\text{макс}}$ и $T_{\text{гор}}^{\Delta}$ в таком виде:

$$T_{\text{макс}} = \beta T_{\text{гор}}^{\Delta}$$

где коэффициент β зависит от рода топлива и типа горелочного устройства. В зависимости от условий смесеобразования, вида топлива и типа горелки величина β может быть принята:

	Кэффи- циент β
Газовые горелки с внешним смесеобразованием на генераторном газе	0,68
Газовые горелки с предварительным перемешиванием	0,86
Многосопельные горелки на готовой смеси	0,96
Форсунки на жидком топливе	0,70

Из приведенных данных следует, что конструктор располагает рядом средств для обеспечения необходимых температур продуктов сгорания в топочных устройствах при заданной теплоте сгорания топлива.

1) Мероприятия, повышающие температуру продуктов сгорания в топках:

улучшение смесеобразования до выхода газов в топку (увеличение коэффициента β);

уменьшение «прямой отдачи» μ на поверхности нагрева (уменьшение теплоизлучения из топочной камеры);

снижение тепловых потерь при горении (увеличение η_T);

подогрев компонентов горения (воздуха и топлива).

2) Мероприятия, снижающие температуру продуктов сгорания в топочных устройствах:

полный или частичный перенос смесеобразования в топочную камеру;

увеличение прямой отдачи из топки на теплопередающие поверхности;

рециркуляция газов;

присадка (добавление) внешнего воздуха *.

Кроме того, при необходимости снизить температуру продуктов сгорания компоненты горения не подогревают.

Пример V-1. Для печи ФТЛ-2, работающей на антраците марки АС, определить температуру продуктов сгорания при следующих условиях: $q_3=2\%$; $q_4=-8\%$; $q_5^T=1\%$; $\alpha=1,7$; $\mu=0,2$; $t_{\text{возд}}=25^\circ\text{C}$; $\alpha V^0=11\text{ м}^3$; $V_d=11,865\text{ м}^3$; $Q_d^P=26800\text{ кДж/кг}$; $q_{\text{ном}}=1\%$. Воздух не подогревается.

Теоретическая температура горения [см. формулу (V-1)]

$$t_{\text{гор}} = \frac{Q_d^P + Q_{\text{возд}} + Q_T}{V_d c_d}; \quad t_{\text{гор}} = \frac{26800 + 11 \cdot 1,29 \cdot 25}{11,865 \cdot 1,57} = 1460^\circ\text{C}.$$

Тепло воздуха, отнесенное к единице тепла топлива,

$$q_{\text{возд}} = \frac{11 \cdot 1,29 \cdot 25}{26800} = 0,0132.$$

Коэффициент тепловыделения в топке определяем по формуле (V-4):

$$\eta = 1 + q_{\text{возд}} + q_T - (q_3 + q_4 + q_5^T) = 1 + 0,0132 - (0,02 + 0,08 + 0,01) = 0,9032.$$

Балансовую температуру горения определяем по формуле (V-3):

$$t_{\text{гор}}^6 = \frac{Q_d^P \eta}{V_d c_d} = \frac{26800 \cdot 0,9032}{11,865 \cdot 1,55} = 1320^\circ\text{C}.$$

Температура продуктов сгорания при выходе из топки (газохода) [см. формулу (V-6)]

* Этот метод может быть использован, если другие мероприятия неэффективны или не могут быть осуществлены.

$$t_{\tau} = \frac{Q_{\text{н}}(\eta - \mu - q_{\text{конв}})}{V_{\text{д}} c_{\text{д}}}; \quad t_{\tau} = \frac{26800(0,9032 - 0,2 - 0,01)}{11,865 \cdot 1,51} = 1040^{\circ}\text{C}.$$

При приближенных расчетах теплообмена в топочной камере с поверхностями нагрева, воспринимающими тепло излучением топки, используют средние температуры продуктов сгорания. Учитывая, что теплообмен излучением происходит по закону четвертых степеней, вопрос об усреднении этих температур имеет очень важное значение. Вместе с тем методика усреднения этих температур до последнего времени не получила окончательного решения. Принято определять средние температуры продуктов сгорания по одному из следующих методов:

1. Средняя арифметическая температура продуктов сгорания (дымовых газов)

$$\bar{T}_{\text{д.а}} = \frac{T_{\text{гор}}^6 + T_{\tau}^6}{2} \quad (\text{V-7})$$

2. Средняя геометрическая температура продуктов сгорания

$$\bar{T}_{\text{д.г}} = \sqrt{T_{\text{гор}}^6 T_{\tau}^6} \quad (\text{V-7'})$$

3. Средняя логарифмическая температура продуктов сгорания

$$\bar{T}_{\text{д.л}} = \frac{T_{\text{гор}}^6 - T_{\tau}^6}{\ln \frac{T_{\text{гор}}^6}{T_{\tau}^6}} \quad (\text{V-7''})$$

Температуры, определяемые по (V-7) — (V-7''), не могут быть получены в реальных условиях, так как теоретические температуры горения, входящие в эти выражения, не отражают особенностей горения и связанных с этим процессом потерь, зависящих от условий смесеобразования.

Ранее было отмечено, что при сжигании жидкого или газообразного топлива действительная максимальная температура продуктов сгорания $T_{\text{макс}} = \beta T_{\text{гор}}^6$. Поэтому если ввести понятие о средней эффективной температуре продуктов сгорания, определяющей интенсивность теплоизлучения в топочном устройстве, то следует исходить из реально достижимых температур, каковыми являются $T_{\text{макс}}$ и T_{τ} .

Таким образом, получаем следующие три выражения для $\bar{T}_{\text{д}}$:

$$\left. \begin{aligned} \bar{T}_{\text{д.а}} &= \frac{T_{\text{макс}} + T_{\tau}}{2}; \\ \bar{T}_{\text{д.г}} &= \sqrt{T_{\text{макс}} T_{\tau}}; \\ \bar{T}_{\text{д.л}} &= \frac{T_{\text{макс}} - T_{\tau}}{\ln \frac{T_{\text{макс}}}{T_{\tau}}} \end{aligned} \right\} \quad (\text{V-8})$$

Так, при сжигании природного газа с $Q_p^p = 35,7$ МДж/м³, $\alpha = 1,25$ и $T_{гор}^0 = 1973$ К (1700°С) получаем следующие средние температуры в топке (табл. V—1); $T_T^* = 1273$ К (1000°С).

Таблица V—1

Средняя температура (в °С) продуктов сгорания в топке

Температура	Рассчитанная по формулам		
	(V—7)	(V—8)	
		горелка I	горелка II
Максимальная	1700	1067	1423
Средняя			
арифметическая	1350	1033	1213
геометрическая	1312	1027	1200
логарифмическая	1327	1027	1207

Примечание. В газовых горелках I происходит внешнее смесеобразование; в горелках II — предварительное перемешивание.

Из табл. V—1 видно, что действительные средние температуры продуктов сгорания в топке, найденные по формуле (V—8), существенно зависят от условий смесеобразования и типа газовой горелки и во всех случаях они ниже значений $\bar{t}_d$, найденных по формуле (V—7), не учитывающей реальных условий сжигания топлива. Так как при применении горелок первого типа смесеобразование происходит в топочной камере (внешнее по отношению к горелочному устройству), то растянутый по длине топки факел с малыми скоростями горения имеет минимальную равномерную температуру (см. $t_{\max}$ и t_d в табл. V—1). Наоборот, при применении горелок второго типа отклонение $t_{\max}$ от $\bar{t}_d$ более значительное, факел более короткий, более острый. Отклонение средних температур продуктов сгорания, определенных по формулам (V—8), невелико.

Наиболее вероятное значение $\bar{t}_d$ получается при пользовании средними геометрическими величинами. Важным, как это видно из той же таблицы, является и то обстоятельство, что при применении горелок с внутренним (предварительным) смесеобразованием повышаются средняя температура продуктов сгорания в топке и интенсивность теплообмена излучением с поверхностью нагрева (при $t_T^* = idem$). При необходимости передачи определенного количества тепла в рабочую камеру это приводит к уменьшению радиационной поверхности нагрева печи в пределах топки. Следует иметь в виду, что при расчетах тепловых балансов необходимо пользоваться теоретической температурой горения $t_{гор}$ [см. фор

малу ($V-1$)], являющейся тепловой характеристикой топлива и учитывающей все тепло, введенное в топку топливом и компонентами горения; таким образом, использованная в топке разность энтальпий продуктов сгорания соответствует разности температур газов ($t_{\text{гор}} - t_{\text{г}}$).

В связи с рассмотрением вопроса о температурах горения необходимо указать на следующее обстоятельство. Температуру продуктов сгорания в топке часто отождествляют с температурой топки. Эти понятия различны. Под температурой топки следует понимать температуру, которую показывает незранированная термопара, расположенная в топочном пространстве*. Такая термопара показывает усредненную температуру продуктов сгорания и окружающих термопару твердых поверхностей; при этом разность между температурами продуктов сгорания и топки будет тем больше, чем ниже температура поверхностей, ограждающих топку, и степень черноты продуктов сгорания.

Температура топки будет равна температуре продуктов сгорания только в том случае, если этой же величине будет равна и температура ограждающих поверхностей. При степени черноты продуктов сгорания, равной нулю, температура топки равна температуре стенок; при степени черноты газов $a_d=1$ температура топки равна температуре газов. Таким образом, если, как это всегда имеет место, степень черноты продуктов сгорания ниже 1, то измерять их температуру при помощи обычных незранированных термпар нельзя. Для этой цели следует применять отсасывающие термопары.

2. ТЕПЛООБМЕН В ТОПКАХ ПЕЧЕЙ С ТРУБКАМИ ПЕРКИНСА

По сравнению с топками паровых котлов теплообмен в топках печей с нагревательными трубками (трубками Перкинса) значительно сложнее. Сложность явлений заключается в том, что концы нагревательных трубок получают тепло не только «прямой отдачей» из топки, но и при:

а) излучении от топочных стен и от продуктов сгорания в газоходе, в котором расположены трубки Перкинса;

б) непосредственном соприкосновении с массивом кладки и с дымовыми газами.

В рассматриваемых условиях при малых скоростях продуктов сгорания и неполном заполнении сечения газохода трубками конвективная теплоотдача вообще имеет малое значение, поэтому этим видом передачи тепла в одноходовых топках печей иногда пренебрегают.

* Выражение для температуры топки имеет вид:

$$(0,01\bar{T}_{\text{г}})^4 = a_d (0,01\bar{T}_{\text{д}})^4 + (1 - a_d) (0,01\bar{T}_{\text{ст}})^4,$$

где $\bar{T}_{\text{д}}$ и $\bar{T}_{\text{ст}}$ — средние температуры продуктов сгорания (дымовых газов) и топочных стен, К.

Топка печи с нагревательными трубками перекрыта этими последними на различной длине, увеличивающейся по мере удаления трубок от топки. В связи с этим нижние трубки экранируют расположенные выше, причем степень экранирования верхних рядов нижними различна. Из-за такого расположения трубок в топках печей тепло прямой и отраженной энергии излучения стен газохода топочной камеры по длине трубок воспринимается неравномерно. Следует учесть также, что при излучении топки часть лучистой энергии поглощается дымовыми газами в пределах между отдельными рядами нагревательных трубок. Все это должно быть учтено в расчетах теплообмена в топках печей с трубками Перкинса.

Наконец, в противоположность топкам паровых котлов, при обычных тепловых расчетах которых нет необходимости в распределении лучистого тепла между отдельными рядами или пучками кипяtilьных трубок, при расчетах топок печей распределение этого тепла между отдельными рядами трубок имеет существенное значение. Вызвано это тем, что тепловая нагрузка каждого ряда должна быть вполне определенной для обеспечения требуемых температурного и теплового режимов в отдельных зонах рабочей камеры печи. Указанные осложняющие обстоятельства приводят к тому, что расчет теплообмена между продуктами сгорания и концами трубок в настоящее время является приближенным.

При расчете теплообмена в топке определяют:

1) поверхность нагрева топочных концов трубок по отдельным ярусам, обеспечивающую вполне определенную передачу тепла в отдельные зоны рабочей камеры печи. Так ставится задача при проектировании печи либо при изменении ее конструкции, производительности, либо при ее переводе с одного рода топлива на другой, если при этом требуется проверить, будет ли обеспечена заданная производительность печи в новых условиях;

2) теплопроизводительность трубок со стороны топочной камеры при известных размерах концов, выступающих в топку, и соответствие их заданным условиям температурного режима.

Анализ и условия теплообмена рассматриваются отдельно для топки и отдельно для газохода с расположенными в нем рядами нагревательных трубок, при этом принимается, что топочная камера заканчивается у нижнего ряда нагревательных трубок*.

3. РАСЧЕТНЫЕ СХЕМЫ ТЕПЛООБМЕНА В КАНАЛАХ ХЛЕБОПЕКАРНЫХ И КОНДИТЕРСКИХ ПЕЧЕЙ

В современных печах канальный обогрев рабочей камеры применяется очень широко, вытесняя обогрев пароводяными трубками. Форма каналов, их конструкция и расположение в камере относительно выпекаемых изделий могут быть различными. Так, в печах ФТЛ-2 и в других печах топочные газы поступают в нижние

* Методика расчета температуры в конце топки и радиационных поверхностей топочных концов трубок Перкинса, а также теплообмена в газоходах печей с трубками Перкинса приведена во втором издании учебника.

каналы, причем сама топка является частью этих каналов; откуда продукты сгорания направляются в промежуточные и верхние каналы, где отдают свое тепло в рабочую камеру. Нижние каналы, омываемые продуктами сгорания с высокой температурой, как правило, выполняют из шамотного кирпича с таким же перекрытием, обладающим высоким термическим сопротивлением. Промежуточные и верхние каналы чаще всего изготовляют из стали, плоской формы либо в виде дымогарных труб — стальных или чугунных. Эти каналы работают при более низких температурах продуктов сгорания. Это позволяет изготовлять их чаще всего без внутренней огнеупорной изоляции; термическое сопротивление таких каналов невелико и при расчете теплообмена им можно пренебречь.

Если продукты сгорания имеют температуру, при которой возможен повышенный износ стальных каналов из-за окисления, то с внутренней стороны их изолируют. И в этом случае их термическое сопротивление увеличивается и должно быть соответствующим образом учтено при расчете теплообмена.

Принципиальные схемы теплообмена в каналах приведены на рис. V—2. Продукты сгорания передают свое тепло теплопередаю-

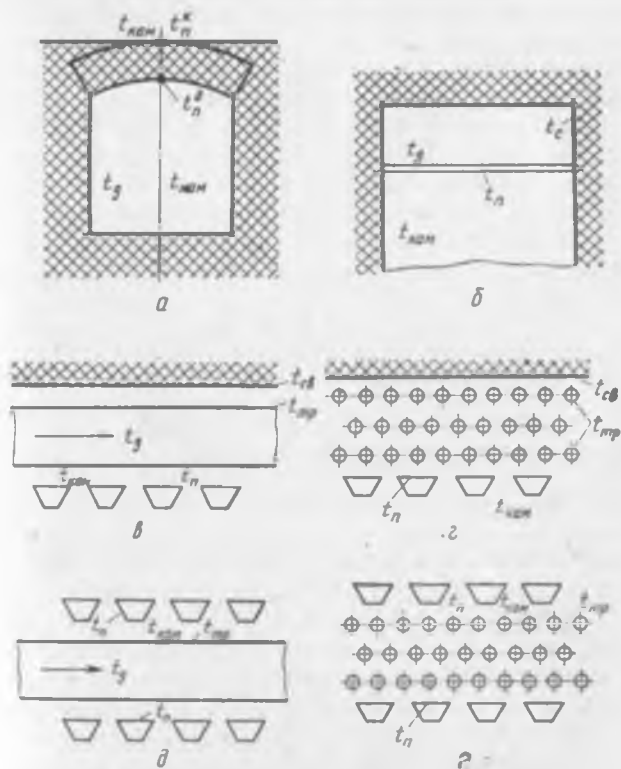


Рис. V—2. Схема теплопередающих поверхностей в рабочей камере

щей поверхности нагрева в общем случае тремя способами (рис. V—2, а, б): излучением продуктов сгорания (факела, трехатомных газов), излучением между твердыми телами и конвекцией.

При передаче тепла продуктами сгорания через поверхность нагрева с большим (см. рис. V—2, а) или малым (см. рис. V—2, б) термическим сопротивлением температура этой поверхности $t_{\text{п}}$ будет ниже не только температуры продуктов сгорания $t_{\text{д}}$, но и температуры кладки (свода) $t_{\text{св}}$, окружающей теплопередающую поверхность. При таких условиях на поверхность нагрева излучают не только продукты сгорания с законченными или незаконченными реакциями горения, но и окружающая кладка. Этот случай наиболее общий и сложный.

Если поверхность нагрева с одной стороны экранирована кладкой (сводом) с более высокой температурой (рис. V—2, в, г), то тепло в камеру передается не только через открытую теплопередающую трубчатую поверхность нагрева, но и сводом с температурой $t_{\text{св}} > t_{\text{кам}}$; при этом допускается, что свод, как это обычно имеет место, тщательно изолирован, так что потери сводом в окружающую среду q_0 незначительны.

Наконец, возможна третья схема передачи тепла в камеру — через дымогарные или пароводяные трубы, не экранированные сверху или снизу (рис. V—2, д, е). Этот случай является простейшим. При этом тепло, переданное стенке продуктами сгорания с температурой $t_{\text{д}}$ путем излучения трехатомных газов и конвекцией, отдается через стенку трубы с температурой $t_{\text{тр}}$ в рабочую камеру ($t_{\text{кам}}$).

Поверхность нагрева передает тепло выпекаемым изделиям излучением в общем случае через лучепоглощающую среду с определенным содержанием водяного пара и конвекцией к воздуху, который передает тепло выпекаемым изделиям.

При последующем расчете теплообмена предполагается, что система (канал, теплопередающая поверхность, камера печи) находится в установившемся тепловом состоянии.

4. ТЕПЛООБМЕН В КАНАЛАХ БЕЗ ИЗЛУЧЕНИЯ КЛАДКИ НА ТЕПЛОПЕРЕДАЮЩИЕ ПОВЕРХНОСТИ НАГРЕВА

Такой теплообмен получил широкое распространение при движении продуктов сгорания с умеренной температурой в трубах или в промежуточных стальных каналах (см. рис. V—2, в, д). Теплообмен в этих условиях определяется только теплоотдачей излучением трехатомных газов и конвекцией. Следует при этом иметь в виду, что для определения величины теплового потока от продуктов сгорания к внутренним поверхностям нагрева предварительно нужно определить температуру этих поверхностей независимо от того, будет ли эта поверхность с большим или малым термическим сопротивлением. Излучение продуктов сгорания в трубах и каналах рассчитывается по общепринятому методу с использованием графиков либо по формулам А. Шака:

$$\alpha_{\text{RO}_2}^1 = 0,206 \sqrt[3]{p_{\text{RO}_2}} S [0,0513 (t_d^c + t_c) - 30]$$

$$\alpha_{\text{H}_2\text{O}}^1 = 0,024 p_{\text{H}_2\text{O}}^{0,8} S^{0,6} [0,107 (t_d^c + t_c) - 46,5],$$

где t_d^c — средняя температура продуктов сгорания, °C;
 t_c — температура поверхности нагрева, °C;
 S — длина пути луча, м;
 p_{RO_2} и $p_{\text{H}_2\text{O}}$ — парциальные давления RO_2 и H_2O , кПа.

5. ТЕПЛООБМЕН В РАБОЧЕЙ КАМЕРЕ

Передача тепла от продуктов сгорания в рабочую камеру может осуществляться через различные поверхности нагрева (плоские или трубчатые, расположенные в один или несколько рядов по высоте, экранированные или неэкранированные).

Теплоотдача нижними и верхними плоскими каналами

Теплообмен между греющими поверхностями и выпекаемыми изделиями происходит по законам излучения твердых тел через лучепоглощающую среду камеры, а также конвекцией.

Коэффициент теплоотдачи плоской поверхностью в камеру — это сумма коэффициента теплоотдачи конвекцией при свободных течениях $\alpha_{\text{конв}}$ и коэффициента теплоотдачи излучением $\alpha_{\text{изл}}$:

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{конв}} + \alpha_{\text{изл}}.$$

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{конв}}$ определяется из уравнения (см. главу II):

$$\text{Nu} = C (\text{Gr Pr})^n.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением поверхностью канала с температурой t_n^k на тепловоспринимающую поверхность с температурой $t_{\text{под}}$ через лучепоглощающую среду рабочей камеры со степенью черноты a_k при отнесении теплового потока к разности температур $(t_n^k - t_{\text{кам}})$ может быть определен по такой формуле:

$$\alpha'_{\text{изл}} = C_{\text{пр}} (1 - a_k) \frac{(0,017 t_n^k)^4 - (0,017 t_{\text{под}})^4}{t_n^k - t_{\text{кам}}}. \quad (\text{V-9})$$

В этом случае коэффициент теплоотдачи излучением паровоздушной смеси в камере при температуре $t_{\text{кам}}$ на поверхность с температурой $t_{\text{под}}$, отнесенный к той же разности температур $(t_n^k - t_{\text{кам}})$,

$$\alpha''_{\text{изл}} = C_{\text{под}} a_k \frac{(0,017 t_{\text{кам}})^4 - (0,017 t_{\text{под}})^4}{t_n^k - t_{\text{кам}}}. \quad (\text{V-10})$$

Таким образом, суммарный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{конв}} + \alpha'_{\text{изл}} + \alpha''_{\text{изл}}.$$

Если пренебречь лучепоглощающей способностью газа в камере ($\alpha_k \cong 0$), то

$$\alpha_{изл} = \alpha'_{изл} = C_{пр} \frac{(0,017 t_n^k)^4 - (0,017 t_{под})^4}{t_n^k - t_{кам}}$$

Приведенный коэффициент излучения обоих твердых тел, обменивающихся излучением:

$$C_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}}. \quad (V-11)$$

Для определения α_2 нужно предварительно определить температуру поверхности канала со стороны камеры t_n^k ; затем эту температуру проверяют, когда известна величина теплового потока q .

При проектировании каналов могут иметь место два случая:

- 1) конструкция перекрытия канала известна;
- 2) известна величина теплового потока q , определяемая потребностью камеры в тепле.

В первом случае задача сводится к нахождению теплового потока q , во втором — требуется выбрать конструкцию перекрытия.

Допустим, что заданной является конструкция перекрытия. Тогда тепловой поток q рассчитывается в такой последовательности.

Коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \sum \frac{s}{\lambda}}. \quad (V-12)$$

Тепловой поток

$$q = k \Delta t.$$

Средняя логарифмическая разность температур

$$\Delta t = \frac{t'_A - t'_a}{\ln \frac{t'_A - t_{кам}}{t'_A - t_{кам}}}. \quad (V-13)$$

Температура поверхности перекрытия со стороны камеры

$$t_n^k = t_{кам} + \frac{q}{\alpha_2}.$$

Температура поверхности перекрытия со стороны продуктов горения

$$t_n^A = t_A - \frac{q}{\alpha_1} = t_{кам} + q \left(\frac{1}{\alpha_2} + \sum \frac{s}{\lambda} \right).$$

Если известен тепловой поток q , то задача сводится к определению коэффициента теплопередачи:

$$k = \frac{q}{\Delta t} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2} + \Sigma \frac{s}{\lambda}}$$

Из этого выражения определяют $\Sigma \frac{s}{\lambda}$ — термическое сопротивление перекрытия и по этой величине его конструкцию. Проверка температур поверхностей перекрытия выполняется аналогично.

Более общее, но и более сложное решение задачи состоит в совместном рассмотрении теплообмена между продуктами сгорания и излучающей кладкой канала с теплопередающей поверхностью, с одной стороны, и между этой поверхностью и средой камеры, с другой.

В общем случае, например в верхнем канале (рис. V—3), поверхностная плотность теплового потока от продуктов сгорания и излучающей кладки на внутреннюю поверхность перекрытия

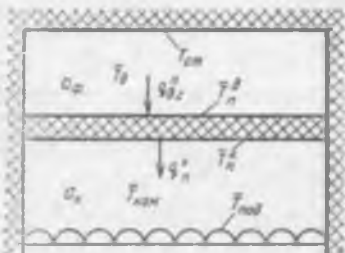


Рис. V—3. Расчетная схема теплопередачи в каналах

$$q_{д.с}^n = q_{изл}^n + q_{д.к}^n,$$

где $q_{изл}^n$ — плотность теплового потока, излучаемого продуктами сгорания со средней температурой $\bar{T}_д$ и со степенью черноты $a_д$ и окружающей кладкой, имеющей температуру $\bar{T}_{ст}$, на внутреннюю поверхность перекрытия с температурой $\bar{T}_п$;

$q_{д.к}^n$ — плотность теплового потока, передаваемого конвекцией от продуктов сгорания к той же поверхности.

При установившемся тепловом состоянии $q_{д.с}^n$ передается теплопроводностью через перекрытие в среду рабочей камеры.

Суммарный тепловой поток от перекрытия в камеру

$$q_п^к = q_{изл.п}^к + q_{к.к.п}^к,$$

где $q_{изл.п}^к$ — плотность теплового потока, излучаемого перекрытием в камеру; она определяется тепловым потоком $q_{изл.п}^н$, излучаемым поверхностью перекрытия с температурой $\bar{T}_п^н$ через газовую среду камеры, имеющую степень черноты $a_к$, на поверхность изделий (или конвейера при излучении нижних каналов) с температурой $\bar{T}_{под}$, и потоком $q_{изл.к}^п$, излучаемым газовой средой рабочей камеры с температурой $\bar{T}_{кам}$ на те же изделия;

$q_{к.к.п}^к$ — плотность теплового потока при передаче тепла от поверхности перекрытия в среду камеры конвекцией.

Таким образом, общее уравнение теплопередачи может быть записано в таком виде:

$$q_{изл}^н + q_{д.к}^н = q_{изл.п.п}^п + q_{изл.к}^п + q_{к.к}^к. \quad (V-14)$$

В полученное уравнение подставляют значения:

$$q_{\text{изл}}^{\text{д}} - \text{см. ниже формулу (V-15); } q_{\text{д.к}} = \alpha_{\text{д.к}} (\bar{t}_{\text{д}} - \bar{t}_{\text{п}}^{\text{д}}),$$

где $\alpha_{\text{д.к}}$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к внутренней поверхности перекрытия;

$\bar{t}_{\text{п}}^{\text{д}}$ — температура перекрытия со стороны дымовых газов.

$q_{\text{изл.п}}^{\text{п}}$ и $q_{\text{изл.к}}^{\text{п}}$ определяют, используя выражения (V-9) и (V-10).

Плотность теплового потока при передаче тепла от поверхности перекрытия в среду камеры конвекцией

$$q_{\text{к.к}} = \alpha_{\text{к.к}} (\bar{t}_{\text{п}}^{\text{к}} - \bar{t}_{\text{кам}}),$$

где $\alpha_{\text{к.к}}$ — коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности перекрытия (со стороны камеры) в камеру.

После подстановки указанных величин уравнение теплопередачи примет вид

$$\begin{aligned} & 5,7a_{\text{п}}a_{\text{ф}} \frac{1-a_{\text{ф}}+F_{\text{с}}}{1+a_{\text{ф}}(F_{\text{с}}-1)} [(0,01\bar{T}_{\text{д}})^4 - (0,01\bar{T}_{\text{п}}^{\text{д}})^4] + \\ & + \alpha_{\text{д.к}} (\bar{t}_{\text{д}} - \bar{t}_{\text{п}}^{\text{д}}) = C_{\text{пр}} (1-a_{\text{к}}) [(0,01\bar{T}_{\text{п}}^{\text{к}})^4 - (0,01\bar{T}_{\text{под}})^4] + \\ & + C_{\text{под}} a_{\text{к}} [(0,01\bar{T}_{\text{кам}})^4 - (0,01\bar{T}_{\text{под}})^4] + \alpha_{\text{к.к}} (\bar{t}_{\text{п}}^{\text{к}} - \bar{t}_{\text{кам}}). \end{aligned} \quad (\text{V-15})$$

Между $\bar{T}_{\text{п}}^{\text{д}}$ и $\bar{T}_{\text{п}}^{\text{к}}$ имеет место зависимость

$$\bar{t}_{\text{п}}^{\text{к}} = \bar{t}_{\text{п}}^{\text{д}} - q_{\text{д.к}}^{\text{п}} \Sigma \frac{s}{\lambda}. \quad (\text{V-16})$$

где $\Sigma \frac{s}{\lambda}$ — термическое сопротивление многослойного перекрытия.

Для решения уравнения (V-15) необходимо знать температуры перекрытий и учесть связь между ними [см. формулу (V-16)].

Решение задачи упрощается, если перекрытие между каналом и камерой металлическое. В этом случае при чистой поверхности перекрытия $\Sigma \frac{s}{\lambda} \rightarrow 0$ и $\bar{t}_{\text{п}}^{\text{к}} \cong \bar{t}_{\text{п}}^{\text{д}}$. Дальнейшее упрощение получается,

если принять среду камеры прозрачной для теплового излучения. В этом случае $a_{\text{к}}=0$, и при металлической поверхности перекрытия формула (V-15) получает вид

$$\begin{aligned} & 5,7a_{\text{п}}a_{\text{ф}} \frac{1-a_{\text{ф}}+F_{\text{с}}}{1+a_{\text{ф}}(F_{\text{с}}-1)} [(0,01\bar{T}_{\text{д}})^4 - (0,01\bar{T}_{\text{п}}^{\text{д}})^4] + \\ & + \alpha_{\text{д.к}} (\bar{t}_{\text{д}} - \bar{t}_{\text{п}}^{\text{д}}) = C_{\text{пр}} [(0,01\bar{T}_{\text{п}}^{\text{д}})^4 - (0,01\bar{T}_{\text{под}})^4] + \alpha_{\text{к.к}} (\bar{t}_{\text{п}}^{\text{д}} - \bar{t}_{\text{кам}}). \end{aligned} \quad (\text{V-17})$$

Во многих случаях конвективная теплоотдача в камере в среднем может быть учтена коэффициентом 1,15 в суммарной теплопередаче. В этом случае уравнение (V-17) принимает такой вид:

$$\begin{aligned} & 5,7a_{\text{п}}a_{\text{ф}} \frac{1-a_{\text{ф}}+F_{\text{с}}}{1+a_{\text{ф}}(F_{\text{с}}-1)} [(0,01\bar{T}_{\text{д}})^4 - (0,01\bar{T}_{\text{п}}^{\text{д}})^4] \approx \\ & \approx 1,15C_{\text{пр}} [(0,01\bar{T}_{\text{п}}^{\text{д}})^4 - (0,01\bar{T}_{\text{под}})^4]. \end{aligned}$$

По этой формуле можно определить искомую температуру перекрытия со стороны дымовых газов $\bar{T}_{\text{п}}^{\text{д}}$.

Из последнего выражения получаем формулу для T_n^A :

$$(0,01\bar{T}_n^A)^4 \approx \frac{C_{в,д}(0,01\bar{T}_д)^4 + 1,15C_{пр}(0,01\bar{T}_{под})^4}{C_{в,д} + 1,15C_{пр}} \quad (V-18)$$

В этом случае плотность теплового потока от продуктов сгорания и излучающей кладки на внутреннюю поверхность перекрытия

$$\begin{aligned} q_{д,с}^A &\approx q_{в,д}^A \approx C_{в,д} \left[(0,01\bar{T}_д)^4 - \frac{C_{в,д}(0,01\bar{T}_д)^4 + 1,15C_{пр}(0,01\bar{T}_{под})^4}{C_{в,д} + 1,15C_{пр}} \right] = \\ &= \frac{1,15C_{пр}}{1 + 1,15 \frac{C_{пр}}{C_{в,д}}} [(0,01\bar{T}_д)^4 - (0,01\bar{T}_{под})^4]. \end{aligned} \quad (V-19)$$

Пример V-2. Рассчитать теплообмен в верхнем канале печи ФТЛ-2, реконструированной на 30 люлек, работающей на антраците марки АС. Температура продуктов сгорания при входе в верхний канал $t'_д = 593^\circ \text{C}$. Расход топлива в печи $B = 31 \text{ кг/ч}$. При коэффициенте расхода воздуха $\alpha = 1,85$ объем продуктов сгорания на 1 кг угля $V_д = 12,565 \text{ м}^3$.

Количество тепла, найденное из теплового баланса печи, которое должно быть передано верхней греющей поверхностью, $Q \approx 30 \text{ кВт}$. Теплопередающая поверхность нагрева $H = 9,5 \text{ м}^2$ (два канала размерами $5,1 \times 0,93 \times 0,17 \text{ м}$). Проверить, достаточно ли этой поверхности для передачи необходимого количества тепла.

Температура продуктов сгорания в конце канала

$$t''_д = \frac{C'_д t'_д - \frac{Q}{BV_д}}{C''_д}; \quad t''_д = \frac{1,435 \cdot 593 - \frac{30 \cdot 3600}{31 \cdot 12,565}}{1,41} = 410^\circ \text{C}.$$

Скорость продуктов сгорания в каналах при нормальных условиях

$$w_0 = \frac{BV_д}{3600 \cdot 2hb}; \quad w_0 = \frac{31 \cdot 12,565}{3600 \cdot 2 \cdot 0,17 \cdot 0,93} = 0,343 \text{ м/с}.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к поверхности нагрева определяем по приближенной формуле

$$\alpha_{д,к} = 3,5 \frac{w_0^{0,8}}{d_{экв}^{0,52}}; \quad \alpha_{д,к} = 3,5 \cdot \frac{0,343^{0,8}}{0,288^{0,25}} = 2,01 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Эквивалентный диаметр канала

$$d_{экв} = 2 \frac{bh}{b+h}; \quad d_{экв} = 2 \cdot \frac{0,93 \cdot 0,17}{0,93 + 0,17} = 0,288 \text{ м}.$$

Средняя температура продуктов сгорания в верхнем канале

$$\bar{t}_д = \frac{t'_д + t''_д}{2}; \quad \bar{t}_д = \frac{593 + 410}{2} = 502^\circ \text{C (775 К)}.$$

Поверхность кладки, излучающей на стальное перекрытие, на 1 м длины

$$F_{кл} = 1,1b + 2h; \quad F_{кл} = 1,1 \cdot 0,93 + 2 \cdot 0,17 = 1,36 \text{ м}^2;$$

здесь коэффициент 1,1 учитывает кривизну свода над перекрытием.

Степень развития кладки

$$F_c = \frac{F_{кл}}{b}; \quad F_c = \frac{1,36}{0,93} = 1,47.$$

Объем двух верхних газоходов указанных выше размеров

$$V = 2lhb; \quad V = 2 \cdot 5,1 \cdot 0,17 \cdot 0,93 = 1,61 \text{ м}^3.$$

Поверхность, ограждающая этот объем,

$$H_{\text{ст}} = 2F_{\text{кл}} l + H + 4bh; \quad H_{\text{ст}} = 2 \cdot 1,36 \cdot 5,1 + 9,5 + 4 \cdot 0,17 \cdot 0,93 = 24,03 \text{ м}^2.$$

Средняя длина пути луча в каналах

$$s = 3,6 \frac{V}{H_{\text{ст}}}; \quad s = 3,6 \cdot \frac{1,61}{24,03} = 0,24 \text{ м}.$$

Парциальные давления $P_{\text{RO}_2} = 11 \text{ кПа}$; $P_{\text{H}_2\text{O}} = 3,7 \text{ кПа}$.

Степень черноты продуктов сгорания при $\bar{T}_d = 775 \text{ К}$

$$a_{\phi, d} = 0,154 \cdot \frac{\sqrt[3]{P_{\text{CO}_2} s}}{\sqrt{0,01 \bar{T}_d}} + 0,18 \cdot \frac{P_{\text{H}_2\text{O}}^{0,8} s^{0,6}}{0,01 \bar{T}_d};$$

$$a_{\phi, d} = 0,154 \cdot \frac{\sqrt[3]{11 \cdot 0,24}}{\sqrt{7,75}} + 0,18 \cdot \frac{3,7^{0,8} \cdot 0,24^{0,6}}{7,75} \approx 0,103.$$

Принимая температуру перекрытия $t_{\text{ст}} \approx 270^\circ \text{С}$ (543 К)*, определяем степень черноты продуктов сгорания при этой температуре:

$$a_{\phi, c} = 0,154 \cdot \frac{\sqrt[3]{11 \cdot 0,24}}{\sqrt{5,43}} + 0,18 \cdot \frac{3,7^{0,8} \cdot 0,24^{0,6}}{5,43} = 0,12.$$

Расчетная степень черноты продуктов сгорания в каналах

$$a_{\phi} = \frac{a_{\phi, d} (0,01 \bar{T}_d)^4 + a_{\phi, c} (0,01 \bar{T}_{\text{ст}})^4}{(0,01 \bar{T}_d)^4 - (0,01 \bar{T}_{\text{ст}})^4};$$

$$a_{\phi} = \frac{0,103 \cdot 7,75^4 - 0,120 \cdot 5,43^4}{7,75^4 - 5,43^4} = 0,098.$$

Видимый коэффициент излучения, отнесенный к температуре продуктов сгорания, определяем по формуле

$$C_{\text{в}} = 5,7 a_{\text{м}} a_{\phi} \frac{1 - a_{\phi} + F_{\text{в}}}{1 + a_{\phi} (F_{\text{с}} - 1)};$$

$$C_{\text{в}} = 5,7 \cdot 0,85 \cdot 0,098 \cdot \frac{1 - 0,098 + 1,47}{1 + 0,098 (1,47 - 1)} = 1,07 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4).$$

Приведенный коэффициент излучения системы перекрытие — хлеб при $C_{\text{п}} \approx C_{\text{хл}} \approx 0,85 \cdot 5,7 = 4,85$.

$$C_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{C_{\text{п}}} + \frac{1}{C_{\text{хл}}} - \frac{1}{C_{\theta}}}; \quad C_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{2}{4,85} - \frac{1}{5,7}} = 4,25 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4).$$

Если принять температуру выпекаемых изделий $t_{\text{под}} = 60^\circ \text{С}$ (333 К), то по приближенной формуле (V—18) температура стального перекрытия

$$(0,01 \bar{T}_{\text{п}})^4 \approx \frac{C_{\text{в}} (0,01 \bar{T}_d)^4 + 1,15 C_{\text{пр}} (0,01 \bar{T}_{\text{под}})^4}{C_{\text{в}} + 1,15 C_{\text{пр}}};$$

* Неточность оценки не окажет существенного влияния на последующее решение.

$$(0,01\bar{T}_n^A)^4 = \frac{1,07 \cdot 7,75^4 + 1,15 \cdot 4,25 \cdot 3,33^4}{1,07 + 1,15 \cdot 4,25} = 750,$$

откуда температура поверхности со стороны дымовых газов $\bar{T}_n^A = 525 \text{ K } (252^\circ \text{ C})$.

Тепловой поток через поверхность перекрытия [см. формулу (V-19)]

$$q = \frac{1,15 C_{\text{пр}}}{1 + 1,15 \frac{C_{\text{пр}}}{C_n}} [(0,01\bar{T}_d)^4 - (0,01\bar{T}_{\text{пол}})^4];$$

$$q = \frac{1,15 \cdot 4,25}{1 + 1,15 \frac{4,25}{1,07}} (7,75^4 - 3,33^4) = 3,07 \text{ кВт/м}^2.$$

Необходимая поверхность нагрева для передачи $Q = 30 \text{ кВт}$ в камеру

$$H = \frac{Q}{q}; \quad H = \frac{30}{3,07} = 9,75 \text{ м}^2$$

при располагаемой поверхности нагрева $H = 9,50 \text{ м}^2$.

Для расчета теплообмена по более точной формуле (V-17) находим коэффициент теплоотдачи от поверхности перекрытия в среду рабочей камеры с температурой $\bar{T}_{\text{кам}} = 230^\circ \text{ C}$. Если тепловой поток направлен вниз, коэффициент теплоотдачи конвекцией в камеру равен

$$\alpha_{\text{к.к}} = 0,7 \cdot 3,26 \sqrt[4]{\bar{T}_n^A - \bar{T}_{\text{кам}}}; \quad \alpha_{\text{к.к}} = 2,28 \sqrt[4]{270 - 230} = 5,70 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)},$$

где предварительно принято $\bar{T}_n^A = \bar{T}_{\text{кам}}^A = 270^\circ \text{ C}$.

Подставим значения найденных величин в формулу (V-17):

$$\begin{aligned} & 5,7 \cdot 0,85 \cdot 0,098 \cdot \frac{0,902 + 1,47}{1 + 0,098(1,47 - 1)} [7,75^4 - (0,01\bar{T}_n^A)^4] + \\ & + 2,04 (502 - \bar{T}_n^A) = 4,25 [(0,01\bar{T}_n^A)^4 - 3,33^4] + 5,70 (\bar{T}_n^A - 230); \\ & \text{или } 5,32 (0,01\bar{T}_n^A)^4 + 7,74\bar{T}_n^A = 6768, \end{aligned}$$

откуда температура поверхности со стороны дымовых газов $\bar{T}_n^A = 543 \text{ K } (270^\circ \text{ C})$, т. е. она на 18 K выше величины, найденной по упрощенной формуле (V-18).

Тепловой поток на поверхность перекрытия определяем по левой части формулы (V-17):

$$q_{\text{д.с}}^n = C_{\text{д.д}} [(0,01\bar{T}_d)^4 - (0,01\bar{T}_n^A)^4] + \alpha_{\text{д.к}} (\bar{T}_d - \bar{T}_n^A);$$

$$q_d = 1,07 (7,75^4 - 5,43^4) + 2,01 (502 - 270) = 3443 \text{ Вт/м}^2.$$

Необходимая поверхность нагрева

$$H = \frac{30\,000}{3443} = 8,75 \text{ м}^2. \text{ Как указывалось выше, } H = 9,5 \text{ м}^2.$$

Определяем температуру свода над теплопередающим перекрытием камеры:

а) при $\bar{T}_n^A = 525 \text{ K}$, найденной по упрощенной формуле (V-18), температура ств

$$(0,01\bar{T}_{\text{св}})^4 = \frac{a_\phi F_c (0,01\bar{T}_d)^4 + (1 - a_\phi) (0,01\bar{T}_n^A)^4}{1 + a_\phi (F_c - 1)};$$

$$(0,01\bar{T}_{\text{св}})^4 = \frac{0,098 \cdot 1,47 \cdot 7,75^4 + 0,902 \cdot 5,25^4}{1 + 0,098 \cdot 0,47} = 1160,$$

откуда $\bar{T}_{\text{св}} = 585 \text{ K } (312^\circ \text{ C})$;

б) при $T_n^A = 543 \text{ K}$, найденной по более точной формуле (IV-17), температура стен

$$(0,017_{\text{ст}})^4 = \frac{0,098 \cdot 1,47 \cdot 7,75^4 + 0,902 \cdot 5,43^4}{1 + 0,098 \cdot 0,47} = 1255,$$

откуда $T_{\text{ст}} = 595 \text{ K}$ (322°C).

По этой температуре необходимо выбрать материал для свода.

Пример V-3. Определить коэффициент прямой отдачи в топке той же печи. Размеры топки и первого (нижнего) газохода, который полностью просматривается из топки*: длина $l = 3,11 \text{ м}$, ширина $b = 1,85 \text{ м}$. Топка и газоход перекрыты шамотным кирпичом толщиной $s = 115 \text{ мм}$. Объем продуктов сгорания от сжигания 1 кг антрацита марки АС $V_d = 11,865 \text{ м}^3$ при $\alpha = 1,7$.

Теоретическая температура горения $t_{\text{гор}}^b = 1350^\circ \text{C}$ (1623 K).

Расход топлива в печи $B = 31 \text{ кг/ч}$.

Поверхность нагрева первого газохода

$$H_{\text{св}} = 3,11 \cdot 1,85 = 5,75 \text{ м}^2.$$

Так как вся эта поверхность просматривается из топки, то ею воспринимается тепло излучения слоя топлива, продуктов сгорания и кладки.

Для решения уравнения (V-17) предварительно зададим некоторые величины.

Средняя температура внешней поверхности перекрытия со стороны пекарной камеры $\bar{T}_n^k = 365^\circ \text{C}$ (638 K). При температуре в пекарной камере $t_{\text{кам}} = 230^\circ \text{C}$ коэффициент теплоотдачи конвекцией определяем по приближенной формуле

$$\alpha_{\text{к.к}} = 3,26 \sqrt[4]{\bar{T}_n^k - \bar{T}_{\text{кам}}}; \quad \alpha_{\text{к.к}} = 3,26 \sqrt[4]{365 - 230} = 11 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Приведенный коэффициент излучения системы перекрытие — формы

$$C_{\text{пр}} = 5,7 \text{ апр}; \quad C_{\text{пр}} = 5,7 \cdot 0,82 = 4,70 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K}^4),$$

где приведенная степень черноты

$$a_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{a_{\text{п}}} + \frac{1}{a_{\text{м}}} - 1}; \quad a_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{2}{0,9} - 1} = 0,82.$$

Коэффициент теплоотдачи излучением внешней поверхности перекрытия на формы, имеющие температуру $\bar{T}_{\text{под}} \approx 150^\circ \text{C}$ (423 K), отнесенный к разности температур ($\bar{T}_n^k - \bar{T}_{\text{кам}}$),

$$\alpha_{\text{изл}} = C_{\text{пр}} \frac{(0,017_n^k)^4 - (0,017_{\text{под}})^4}{\bar{T}_n^k - \bar{T}_{\text{кам}}}; \quad \alpha_{\text{изл}} = 4,70 \cdot \frac{6,38^4 - 4,23^4}{365 - 230} = 47,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Суммарный коэффициент теплоотдачи

$$\alpha_2 = \alpha_{\text{к.к}} + \alpha_{\text{изл}}; \quad \alpha_2 = 11 + 47 = 58,0 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

Тепло, переданное первым газоходом в камеру,

$$Q = \alpha_2 H_{\text{св}} (\bar{T}_n^k - \bar{T}_{\text{кам}}); \quad Q = 58 \cdot 5,75 (365 - 230) = 45 \text{ кВт}.$$

* Если из топки просматривается только первая часть первого газохода, то расчет выполняется последовательно с выделением второй части газохода.

С учетом теплопотерь через ограждения топки и канала

$$Q_{\text{кан}} = 1,1 \cdot 45 = 49,5 \text{ кВт.}$$

Температура продуктов сгорания в конце канала

$$t_{\text{д}}'' = \frac{c_{\text{д}} t_{\text{гор}}^6 - \frac{Q_{\text{кан}}}{BV_{\text{п}}}}{c_{\text{д}}} ; t_{\text{д}}'' = \frac{1,55 \cdot 1350 - \frac{49,5 \cdot 3600}{31 \cdot 11,865}}{1,51} = 1060^{\circ} \text{C} (1333 \text{ К}).$$

Средняя температура продуктов сгорания в канале

$$\bar{T}_{\text{д}} = \sqrt[3]{T_{\text{гор}}^3 T_{\text{д}}''} ; \bar{T}_{\text{д}} = \sqrt[3]{1623 \cdot 1333} = 1470 \text{ К} (1197^{\circ} \text{C}).$$

Предварительно найденная температура перекрытия со стороны продуктов сгорания

$$\bar{T}_{\text{п}}^{\text{д}} = \bar{T}_{\text{п}}^{\text{к}} + \frac{Q_{\text{с}}}{H_{\text{св}} \lambda} ; \bar{T}_{\text{п}}^{\text{д}} = 365 + \frac{45000 \cdot 0,115}{5,75 \cdot 1,185} = 1125^{\circ} \text{C} (1398 \text{ К}),$$

где s — толщина шамотного свода; $s = 0,115 \text{ м}$.

Коэффициент теплопроводности шамотного кирпича при его температуре $t_{\text{ш}} = 760^{\circ} \text{C}$.

$$\lambda = 0,697 + 0,00064 t_{\text{ш}} ; \lambda = 0,697 + 0,00064 \cdot 760 = 1,185 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}.$$

Степень развития кладки в пределах топки и газохода

$$F_{\text{с}} = \frac{F_{\text{сг}}}{bl} ; F_{\text{с}} = \frac{10,53}{1,85 \cdot 3,11} = 1,83.$$

Поверхность кладки и решетки, излучающих тепло на перекрытие, $F_{\text{сг}} = 10,53 \text{ м}^2$.

Объем топки и газохода $V = 4,77 \text{ м}^3$, а полная поверхность, ограждающая этот объем, если пренебречь торцовыми поверхностями,

$$H_{\text{сг}} = F_{\text{сг}} + H_{\text{св}} ; H_{\text{сг}} = 10,53 + 1,1 \cdot 5,75 = 16,83 \text{ м}^2 \approx 17 \text{ м}^2,$$

где 1,1 — коэффициент, учитывающий кривизну свода.

Средняя длина пути луча в канале

$$s = 3,6 \frac{V}{H_{\text{сг}}} ; s = 3,6 \cdot \frac{4,77}{17} \approx 1,0 \text{ м}.$$

Произведения $p_{\text{RO}} s = 12$ и $p_{\text{H}_2\text{O}} s = 3,9 \text{ кПа}$.

Степень черноты продуктов сгорания при их средней температуре $\bar{T}_{\text{д}} = 1470 \text{ К}$

$$\alpha_{\text{ф,д}} = 0,154 \cdot \frac{\sqrt[3]{p_{\text{RO}} s}}{\sqrt[3]{0,01 \bar{T}_{\text{д}}}} + 0,18 \cdot \frac{p_{\text{H}_2\text{O}}^{0,8} s^{0,6}}{0,01 \bar{T}_{\text{д}}} ;$$

$$\alpha_{\text{ф,д}} = 0,154 \cdot \frac{\sqrt[3]{12}}{\sqrt[3]{14,7}} + 0,18 \cdot \frac{3,9^{0,8} \cdot 1,0^{0,6}}{14,7} = \frac{0,353}{3,83} + \frac{0,537}{14,7} = 0,128.$$

Степень черноты продуктов сгорания при температуре внутренней поверхности свода $\bar{T}_{\text{п}}^{\text{д}} = 1398 \text{ К}$

$$\alpha_{\text{ф,п}} = \frac{0,353}{13,98} + \frac{0,537}{13,98} = 0,133.$$

Расчетную степень черноты продуктов сгорания в канале определяем по формуле

$$a_{\phi} = \frac{a_{\phi,д} (0,01 \bar{T}_{д})^4 - a_{\phi,п} (0,01 \bar{T}_{п}^A)^4}{(0,01 \bar{T}_{д})^4 - (0,01 \bar{T}_{п}^A)^4}; \quad a_{\phi} = \frac{0,128 \cdot 14,7^4 - 0,133 \cdot 13,98^4}{14,7^4 - 13,98^4} = 0,103.$$

Видимый коэффициент излучения, отнесенный к температуре продуктов сгорания, определяем по формуле

$$C_{д,д} = 5,7 a_{ш} a_{\phi} \cdot \frac{1 - a_{\phi} + F_0}{1 + a_{\phi} (F_0 - 1)};$$

$$C_{д,д} = 5,7 \cdot 0,85 \cdot 0,103 \cdot \frac{0,897 + 1,83}{1 + 0,103 \cdot 0,83} = 1,25 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K}^4),$$

где $a_{ш}$ — степень черноты шамотного перекрытия, $a_{ш} = 0,85$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от продуктов сгорания к внутренней поверхности перекрытия канала

$$\alpha_{д,к} \approx 3,49 \cdot \frac{w_0^{0,8}}{\sqrt[4]{d_{экв}}}; \quad \alpha_{д,к} \approx 3,49 \cdot \frac{0,081^{0,8}}{\sqrt[4]{1,02}} = 0,464 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)},$$

где скорость продуктов сгорания при нормальных условиях

$$w_0 = \frac{BV_{д}}{3600f}; \quad w_0 = \frac{31 \cdot 11,865}{3600 \cdot 1,26} = 0,081 \text{ м/с},$$

f — минимальное свободное сечение газохода; $f \approx 1,26 \text{ м}^2$; эквивалентный диаметр канала

$$d_{экв} = 2 \frac{bl}{b+l}; \quad d_{экв} = 2 \cdot \frac{1,26}{1,73+0,73} = 1,02 \text{ м}.$$

Пренебрегая степенью черноты среды в рабочей камере ($a_k = 0$) и используя уравнение (V-17), при

$$\bar{T}_{п}^{\kappa} = \bar{T}_{п}^A - q_{д,с}^{\kappa} \frac{s}{\lambda}; \quad \bar{T}_{п}^{\kappa} = \bar{T}_{п}^A - \frac{45 \cdot 000}{5,75} \cdot \frac{0,115}{1,185}; \quad \bar{T}_{п}^{\kappa} = \bar{T}_{п}^A - 760^{\circ},$$

получим такое выражение:

$$C_{в} [(0,01 \bar{T}_{д})^4 - (0,01 \bar{T}_{п}^A)^4] + \alpha_{д,к} (\bar{T}_{д} - \bar{T}_{п}^A) = C_{пр} [(0,01 \bar{T}_{п}^{\kappa})^4 - (0,01 \bar{T}_{под})^4] + \alpha_{к,к} (\bar{T}_{п}^{\kappa} - \bar{T}_{кам}),$$

или

$$1,25 [14,7^4 - (0,01 \bar{T}_{п}^A)^4] + 0,464 (1197 - \bar{T}_{п}^A) = 4,7 \left[\left(\frac{\bar{T}_{п}^A - 760}{100} \right)^4 - 4,23^4 \right] + 11 (\bar{T}_{п}^A - 760 - 230).$$

* Если в результате выполненного расчета величина $q_{д,с}^{\kappa} = Q/H_{св}$ будет заметно отличаться от принятого значения $Q/H_{св} = 45/5,75 = 7,85 \text{ кВт/м}^2$, необходимо задаться другой $\bar{T}_{п}^{\kappa}$.

Это уравнение может быть записано в таком виде:

$$1,25 (0,01 \bar{T}_n^A)^4 + 4,7 \left(\frac{\bar{T}_n^A - 760}{100} \right)^4 + 11,464 \bar{T}_n^A = 70\,980,$$

откуда температура внутренней поверхности свода со стороны дымовых газов $\bar{T}_n^A = 1410\text{ K } (1137^\circ\text{ C})$.

Проверка:

$$\bar{T}_{n.k} = \bar{T}_n^A - 760 = 1410 - 760 = 650\text{ K } (377^\circ\text{ C}).$$

Тепловой поток через поверхность свода

$$q_{д.с}^n = C_{в.д} [(0,01 \bar{T}_d^A)^4 - (0,01 \bar{T}_n^A)^4] + \alpha_{д.к} (\bar{t}_d - \bar{t}_n^A);$$

$$q_{д.с}^n = 1,25 (14,7^4 - 14,10^4) + 0,464 (1197 - 1137) = 8,13\text{ кВт/м}^2.$$

Таким образом, эта величина мало отличается от предварительно принятого ранее значения

$$q_{д.с}^n = \frac{Q}{H_{св}}; \quad Q_{д.с}^n = \frac{45}{5,75} = 7,85\text{ кВт/м}^2.$$

Средняя температура стенок канала

$$(0,01 \bar{T}_{ст})^4 = \frac{\alpha_\phi F_\phi (0,01 \bar{T}_d^A)^4 + (1 - \alpha_\phi) (0,01 \bar{T}_n^A)^4}{1 + \alpha_\phi (F_\phi - 1)};$$

$$(0,01 \bar{T}_{ст})^4 = \frac{0,103 \cdot 1,83 \cdot 14,7^4 + 0,897 \cdot 14,1^4}{1 + 0,103 \cdot 0,83} = 40\,800,$$

откуда $\bar{T}_{ст} = 1420\text{ K } (1147^\circ\text{ C})$, т. е. $\bar{T}_{ст}$ всего на 10° C выше температуры свода канала.

Количество тепла, переданного в канале печи,

$$Q = q_{д.с}^n H_{св}; \quad Q = 8130 \cdot 5,75 = 46,8\text{ кВт}.$$

При теплоте сгорания антрацита $Q_n^P = 26,8\text{ МДж/кг}$ коэффициент прямой отдачи

$$\mu = \frac{Q}{BQ_n^P}; \quad \mu = \frac{46,800 \cdot 3,6}{31 \cdot 26\,800} = 0,202.$$

Таким образом, несмотря на высокое термическое сопротивление перекрытия канала, он обеспечивает достаточно большой коэффициент прямой отдачи; благодаря этому создаются условия для надежной эксплуатации таких каналов в печах рассматриваемого типа.

Пример V-4. На основании примеров V-2 и V-3 рассмотрим влияние отдельных видов теплоотдачи к поверхности перекрытия. Рассматривается верхний канал с малым термическим сопротивлением (цифровые значения подставляем из примера V-2).

Тепловой поток, излучаемый стенками канала на поверхность нагрева, принимаем $Q_0 = 0$, т. е. потери тепла отсутствуют.

$$q_c^n = C_n \alpha_\phi F_\phi \frac{1 - \alpha_\phi}{1 + \alpha_\phi (F_\phi - 1)} [(0,01 \bar{T}_d^A)^4 - (0,01 \bar{T}_n^A)^4];$$

$$q_c^n = 5,7 \cdot 0,85 \cdot 0,098 \cdot 1,47 \cdot \frac{1 - 0,098}{1 + 0,098 (1,47 - 1)} (7,75^4 - 5,43^4) = 1,65\text{ кВт/м}^2.$$

Тепловой поток, излучаемый продуктами сгорания, при $a_{\phi, д} \approx a_{\phi, н} = a_{\phi}$

$$q_{д}^n = 5,7 a_{п} a_{\phi} [(0,01 \bar{T}_{д})^4 - (0,01 \bar{T}_{п}^A)^4];$$

$$q_{д}^n = 5,7 \cdot 0,85 \cdot 0,098 (7,75^4 - 5,43^4) = 1,32 \text{ кВт/м}^2.$$

Конвективный тепловой поток

$$q_{конв} = \alpha_{д,к} (\bar{t}_{д} - \bar{t}_{п}^A); \quad q = 2,04 (502 - 270) = 473 \text{ Вт/м}^2.$$

Сумма тепловых потоков $q_{с}^n + q_{д}^n + q_{конв}$ равна найденной ранее величине $q_{д,с}^n = 3443 \text{ Вт/м}^2$.

Определим тепловые потоки при подстановке данных из примера V—2:

$$q_{с}^n = 5,7 \cdot 0,85 \cdot 0,103 \cdot 1,83 \cdot \frac{0,897}{1 + 0,103 \cdot 0,83} (14,7^4 - 14,1^4) = 4,88 \text{ кВт/м}^2;$$

$$q_{д}^n = 5,7 \cdot 0,85 \cdot 0,103 (14,7^4 - 14,1^4) = 3,22 \text{ кВт/м}^2;$$

$$q_{конв} = 0,464 (1197 - 1137) \approx 30 \text{ Вт/м}^2.$$

Сумма тепловых потоков

$$q_{д,с}^n = 4,88 + 3,22 + 0,03 = 8,13 \text{ кВт/м}^2.$$

Полученные данные сведены в табл. V—2.

Из табл. V—2 видно, что даже при умеренно высоких температурах продуктов сгорания в верхних каналах со стальным перекрытием значительная роль принадлежит излучению (86,3%) с преобладающим влиянием излучения кладки (48%) по сравнению с излучением продуктов сгорания. В еще большей степени это справедливо для нижнего канала, излучение в котором составляет почти 100% тепла, переданного перекрытию, причем в этом случае излучение кладки составляет 60%. Такое соотношение, учитывая род сжигаемого топлива, не образующего светящегося факела, при других видах топлива может быть иным. Так, при сжигании жидкого топлива, дающего светящийся факел, соотношение между излучением газов (факела) и стен может измениться в сторону увеличения интенсивности излучения факела.

В печах рассматриваемого типа (ФТЛ-2 и др.) с одним нижним каналом большого сечения конвективной теплоотдачей в канале можно пренебречь. Для печей иных типов с несколькими нижними

Таблица V—2

Интенсивность теплообмена в каналах печи ФТЛ-2

Способ теплообмена	Тепловой поток в каналах			
	верхнем		нижнем	
	Вт/м²	%	Вт/м²	%
Излучение стен на перекрытие	1650	48	4880	60
Излучение продуктов сгорания	1320	38,3	3220	39,7
Конвекция	473	13,7	30	0,3
Итого	3443	100,0	8130	100,0

каналами малого сечения роль конвективной теплоотдачи увеличивается и может составить 3—4% в общем значении теплоотдачи, все же оставаясь настолько малой, что можно утверждать, что единственным способом теплоотдачи в нижних каналах, имеющим практическое значение, является излучение. По сравнению с нижними каналами в верхних каналах печей ФТЛ-2 роль конвекции значительно большая и достигает 13—14%. Таким образом, в этом случае пренебречь этим способом передачи тепла нельзя, несмотря на то, что и в данном случае конвективная теплоотдача относительно невелика. Еще большей должна быть роль конвекции в плоских каналах малой высоты печей с рециркуляцией газов типа БН и др., в которых количество газовой смеси и ее скорость значительно увеличиваются.

Теплоотдача однорядными экранированными трубчатыми поверхностями нагрева

При установившемся тепловом состоянии тепло продуктов сгорания передается через поверхность нагрева в камеру, в которой различные тела имеют разные температуры. Из этих температур известна только температура среды рабочей камеры, хотя и эта температура в отдельных зонах может изменяться в известных пределах. Температуры других тел — теста — хлеба, форм и механических частей конвейера — изменяются в процессе выпечки от начальной температуры при посадке до конечной температуры при выгрузке изделий из камеры. Все эти факторы усложняют расчет передачи тепла в камере. Следует учесть и то обстоятельство, что при выпечке теплообмен протекает в значительно более сложных условиях по сравнению с упрощенными условиями, положенными в основу расчета теплообмена в камере. Поэтому рассматриваемый далее анализ теплообмена и методика его расчета являются в некоторой степени приближенными.

Трубчатые поверхности нагрева, расположенные в рабочей камере, могут быть экранированы с одной стороны либо не экранированы. Рассматривается теплообмен между экранированными трубами и камерой.

Трубы, имеющие температуру на поверхности $t_{тр}$, отдают свое тепло:

- а) конвекцией в рабочую камеру;
- б) излучением на под или на выпекаемые изделия;
- в) излучением на свод печи, расположенный над трубами.

Излучением тепла от теплоотдающих поверхностей на боковые стены печи можно пренебречь, обмуровка печи получает тепло в основном конвекцией от среды камеры.

Свод печи в свою очередь отдает тепло:

- а) конвекцией в камеру печи;
- б) излучением на под (на выпекаемые изделия);
- в) в окружающую среду.

Выпекемые изделия получают тепло также конвекцией от среды рабочей камеры ($Q_{\text{кам}}^{\text{под}}$). Так как в начальной стадии выпечки в камере поддерживается определенная относительная влажность воздуха (60—80%), то среда рабочей камеры до известной степени является лучепоглощающей и, следовательно, излучающей. Таким образом, паровоздушная среда участвует в теплообмене с выпекаемыми изделиями: часть энергии, излучаемой греющей поверхностью и сводом, она поглощает и одновременно излучает энергию на выпекаемые изделия.

Рассматривая теплообмен излучением между трубками и подом через лучепоглощающую среду пекарной камеры, можно определить тепло, излучаемое трубами на под:

$$Q_{\text{тр}}^{\text{под}} = C_{\text{тр.под}} H_{\text{тр}} \bar{\varphi} [(1 - a_{\text{к.тр}}) (0,01T_{\text{тр}})^4 - (1 - a_{\text{к.под}}) (0,01T_{\text{под}})^4], \quad (\text{V—20})$$

где $C_{\text{тр.под}}$ — постоянная излучения системы трубы — под;
 $\bar{\varphi}$ — средний угловой коэффициент системы трубы — под;
 $a_{\text{к.тр}}$ и $a_{\text{к.под}}$ — степень черноты газов в пекарной камере при температурах $T_{\text{тр}}$ и $T_{\text{под}}$;
 $H_{\text{тр}}$ — поверхность нагрева труб.

Заменяя $a_{\text{к.тр}}$ и $a_{\text{к.под}}$ средним значением $a_{\text{к}}$, можно формулу (V—20) представить в таком виде:

$$Q_{\text{тр}}^{\text{под}} = C_{\text{тр.под}} H_{\text{тр}} \bar{\varphi} (1 - a_{\text{к}}) [(0,01T_{\text{тр}})^4 - (0,01T_{\text{под}})^4]. \quad (\text{V—21})$$

Тепло, отдаваемое трубами среде камеры конвекцией,

$$Q_{\text{тр}}^{\text{кам}} = \alpha_{\text{к.тр}}^{\text{кам}} H_{\text{тр}} (t_{\text{тр}} - t_{\text{кам}}). \quad (\text{V—22})$$

Заметим, что даже при малом коэффициенте конвективной теплоотдачи $\alpha_{\text{к.тр}}^{\text{кам}}$ величина $Q_{\text{тр}}^{\text{кам}}$ имеет существенное значение, так как в теплообмене со средой участвует вся поверхность нагрева труб $H_{\text{тр}}$, в то время как в лучистом теплообмене с подом согласно выражению (V—21) принимает участие эффективная поверхность нагрева $\bar{\varphi} H_{\text{тр}}$. Среда пекарной камеры, имеющая определенную среднюю степень черноты газов $a_{\text{к}}$, в свою очередь излучает тепло на выпекаемые изделия и передает его конвекцией. Это тепло может быть определено так:

$$Q_{\text{кам}}^{\text{под}} = C_{\text{под}} H_{\text{под}} a_{\text{н}} [(0,01T_{\text{кам}})^4 - (0,01T_{\text{под}})^4] + \alpha_{\text{к.кам}}^{\text{под}} H_{\text{под}} (t_{\text{кам}} - t_{\text{под}}). \quad (\text{V—23})$$

Тепло, излучаемое трубной поверхностью на свод,

$$Q_{\text{тр}}^{\text{св}} = C_{\text{тр.св}} H_{\text{тр}} \bar{\varphi} (1 - a_{\text{н}}) [(0,01T_{\text{тр}})^4 - (0,01T_{\text{св}})^4], \quad (\text{V—24})$$

где $C_{\text{тр.св}}$ — постоянная излучения системы трубы — свод.

Это тепло излучается частично на под, и если принять $Q_0 = 0$, то

$$Q_{\text{св}}^{\text{под}} = C_{\text{св.под}} H_{\text{св}} (1 - \bar{\varphi}) (1 - a_{\text{н}}) [(0,01T_{\text{св}})^4 - (0,01T_{\text{под}})^4]. \quad (\text{V—25})$$

Тепло, которое передается конвекцией от свода в камеру,

$$Q_{\text{св}}^{\text{кам}} = \alpha_{\text{к.св}}^{\text{кам}} H_{\text{св}} (t_{\text{св}} - t_{\text{кам}}). \quad (\text{V—26})$$

Тепловой баланс свода, отнесенный к 1 м² полной поверхности труб, можно написать в таком виде:

$$q_{\text{тр}}^{\text{св}} = \frac{Q_{\text{св}}^{\text{кам}} + Q_{\text{св}}^{\text{под}}}{H_{\text{тр}}} = \alpha_{\text{к.св}}^{\text{кам}} \frac{H_{\text{св}}}{H_{\text{тр}}} (t_{\text{св}} - t_{\text{кам}}) + C_{\text{св.под}} \frac{H_{\text{св}}}{H_{\text{тр}}} (1 - \bar{\varphi}) (1 - a_{\text{к}}) [(0,01T_{\text{св}})^4 - (0,01T_{\text{под}})^4]. \quad (\text{V-27})$$

Отношение

$$\frac{H_{\text{св}}}{H_{\text{тр}}} = \frac{ad}{\pi d} = \frac{a}{\pi},$$

где a — относительный шаг между трубами с диаметром d .

Так как $q_{\text{тр}}^{\text{св}} = \frac{Q_{\text{тр}}^{\text{св}}}{H_{\text{тр}}}$, то подставляя значение последнего отношения, используя выражение (V-24), в формулу (V-27), получим

$$C_{\text{тр.св}} (1 - a_{\text{к}}) \bar{\varphi} [(0,01T_{\text{тр}})^4 - (0,01T_{\text{св}})^4] = \alpha_{\text{к.св}}^{\text{кам}} \frac{a}{\pi} (t_{\text{св}} - t_{\text{кам}}) + C_{\text{св.под}} \frac{a}{\pi} (1 - \bar{\varphi}) (1 - a_{\text{к}}) [(0,01T_{\text{св}})^4 - (0,01T_{\text{под}})^4]. \quad (\text{V-28})$$

Из формул (II-106) и (II-105) для цилиндрических поверхностей можно получить такое выражение:

$$\frac{a}{\pi} (1 - \bar{\varphi}) = \frac{a}{\pi} \left(1 - \frac{\text{arctg} \sqrt{a^2 - 1} - V_{a^2 - 1} + a}{a} \right) = \frac{a}{\pi} - \bar{\varphi}.$$

Подставив значение $\frac{a}{\pi} (1 - \bar{\varphi})$ из последнего выражения в формулу (V-28) и заменяя $C_{\text{тр.св}} \approx C_{\text{св.под}} \approx T_{\text{тр.под}} = C_{\text{пр}}$, приводим формулу (V-28) к виду

$$C_{\text{пр}} (1 - a_{\text{к}}) \bar{\varphi} [(0,01T_{\text{тр}})^4 - (0,01T_{\text{св}})^4] = \frac{a}{\pi} \alpha_{\text{к.св}}^{\text{кам}} (t_{\text{св}} - t_{\text{кам}}) + C_{\text{пр}} (1 - a_{\text{к}}) \left(\frac{a}{\pi} - \bar{\varphi} \right) [(0,01T_{\text{св}})^4 - (0,01T_{\text{под}})^4], \quad (\text{V-29})$$

где $\alpha_{\text{к.св}}^{\text{кам}}$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией от свода в камеру.

Из этого выражения определяем температуру поверхности труб:

$$\begin{aligned} (0,01T_{\text{тр}})^4 &= \frac{C_{\text{пр}} (1 - a_{\text{к}}) \left(\frac{a}{\pi} - \bar{\varphi} \right) + C_{\text{пр}} (1 - a_{\text{к}}) \bar{\varphi}}{C_{\text{пр}} (1 - a_{\text{к}}) \bar{\varphi}} (0,01T_{\text{св}})^4 - \\ &- \frac{C_{\text{пр}} (1 - a_{\text{к}}) \left(\frac{a}{\pi} - \bar{\varphi} \right)}{C_{\text{пр}} (1 - a_{\text{к}}) \bar{\varphi}} (0,01T_{\text{под}})^4 + \\ &+ \frac{a}{\pi} + \frac{\alpha_{\text{к.св}}^{\text{кам}}}{C_{\text{пр}} (1 - a_{\text{к}}) \bar{\varphi}} (t_{\text{св}} - t_{\text{кам}}). \end{aligned} \quad (\text{V-30})$$

Это выражение упрощается, если учесть, что

$$\frac{C_{\text{пр}}(1-a_k)\left(\frac{a}{\pi}-\bar{\varphi}\right)+C_{\text{пр}}(1-a_k)\bar{\varphi}}{C_{\text{пр}}(1-a_k)\bar{\varphi}}=\frac{a}{\pi\bar{\varphi}}=\frac{1}{\bar{\psi}};$$

$$\frac{C_{\text{пр}}(1-a_k)\left(\frac{a}{\pi}-\bar{\varphi}\right)}{C_{\text{пр}}(1-a_k)\bar{\varphi}_{\text{кам}}}=\frac{a}{\pi\bar{\varphi}}-1=\frac{1}{\bar{\psi}}-1;$$

$$\frac{a}{\pi\bar{\varphi}} \cdot \frac{\alpha_{\text{кам}}^{\text{кам}}}{C_{\text{пр}}(1-a_k)} = \frac{\alpha_{\text{кам}}^{\text{кам}}}{\bar{\psi} C_{\text{пр}}(1-a_k)}$$

Тогда выражение (V—30) имеет вид

$$(0,01T_{\text{тр}})^4 = \frac{1}{\bar{\psi}}(0,01T_{\text{св}})^4 - \left(\frac{1}{\bar{\psi}} - 1\right)(0,01T_{\text{под}})^4 + \frac{\alpha_{\text{кам}}^{\text{кам}}}{\bar{\psi} C_{\text{пр}}(1-a_k)}(t_{\text{св}} - t_{\text{кам}}). \quad (\text{V—31})$$

Если принять, что среда камеры лучепрозрачна ($a_k=0$), то

$$(0,01T_{\text{тр}})^4 = \frac{1}{\bar{\psi}}(0,01T_{\text{св}})^4 - \left(\frac{1}{\bar{\psi}} - 1\right)(0,01T_{\text{под}})^4 + \frac{\alpha_{\text{кам}}^{\text{кам}}}{\bar{\psi} C_{\text{пр}}}(t_{\text{св}} - t_{\text{кам}}). \quad (\text{V—32})$$

Из последних выражений видно, что температура поверхности труб зависит от температуры свода, выпекаемых изделий и среды. Если поверхность труб $H_{\text{тр}}$ неизвестна, то, определив температуру свода $T_{\text{св}}$ и выпекаемых изделий $T_{\text{под}}$ по выражению (V—31) или (V—32), находим температуру поверхности труб $T_{\text{тр}}$, затем по формулам (V—21), (V—22) и (V—24) определяем тепловые потоки от труб на под и в пекарную камеру:

$$q_{\text{тр}}^{\text{под}} = \frac{Q_{\text{тр}}^{\text{под}}}{H_{\text{тр}}};$$

$$q_{\text{тр}}^{\text{кам}} = \frac{Q_{\text{тр}}^{\text{кам}}}{H_{\text{тр}}} \text{ и } q_{\text{тр}}^{\text{св}} = \frac{Q_{\text{тр}}^{\text{св}}}{H_{\text{тр}}}.$$

Суммарный тепловой поток от труб

$$q_{\text{тр}} = q_{\text{тр}}^{\text{под}} + q_{\text{тр}}^{\text{кам}} + q_{\text{тр}}^{\text{св}}. \quad (\text{V—33})$$

Если интенсивность теплоотдачи трубами известна из расчета потребности камеры или какой-нибудь ее зоны в тепле $Q_{\text{кам}}$, то необходимая поверхность труб в данной части камеры определится по выражению

$$H_{\text{тр}} = \frac{Q_{\text{кам}}}{q_{\text{тр}}}.$$

Коэффициент теплоотдачи от труб в пекарную камеру

$$\alpha_a = \frac{q_{тр}}{t_{тр} - t_{кам}}$$

Если приведенным выше способом определить коэффициент теплоотдачи от продуктов сгорания к внутренней поверхности труб ($\alpha_1 = \alpha_{конв} + \alpha_{изл}$)¹, а также коэффициент теплопередачи k с учетом внутреннего загрязнения, то можно проверить температуру наружной поверхности трубы (при этом можно установить, правильно ли определена температура свода).

Пример V-5. Рассчитать поверхность нагрева из дымогарных труб, расположенных под сводом, при таких условиях: количество тепла, которое должно быть передано в камеру трубами в единицу времени, $Q_{кам} = 39,5$ кВт; диаметр труб $d_{тр} = 100$ мм; число труб $z = 16$; относительный шаг между трубами

$$a = \frac{s}{d_{тр}} = \frac{150}{100} = 1,5,$$

где s — расстояние между осями труб (шаг), $s = 150$ мм.

Температура в камере $t_{кам} = 240^\circ \text{C}$; температура поверхности каравая $t_{под} = 100^\circ \text{C}$; температура продуктов сгорания при входе в трубы $t_{д} = 650^\circ \text{C}$; часовой расход топлива АРШ $B = 38$ кг; объем продуктов сгорания при сжигании 1 кг антрацита $V_{д} = 13,405$ м³.

Парциальные давления: $p_{\text{RO}_2} = 10$, $p_{\text{H}_2\text{O}} = 2,2$ кПа.

Коэффициенты теплоотдачи определяются по приближенным формулам. Задаемся температурой свода $t_{св} = 280^\circ \text{C}$ (553 К).

Приведенный коэффициент излучения определяем по формуле

$$C_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} - \frac{1}{C_0}}; C_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{5,1} + \frac{1}{5,1} - \frac{1}{5,7}} = 4,64 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K}^4),$$

где C_1 и C_2 — коэффициенты излучения тепловоспринимающего и излучающего тел; в данном случае $C_1 \approx C_2 \approx 5,1$;

C_0 — коэффициент излучения абсолютно черного тела; $C_0 = 5,7$.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от свода в камеру

$$\alpha_{ж,св}^{кам} = 1,31 \sqrt[4]{280 - 240} = 3,29 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{K)}.$$

При $a = 1,5$, $\bar{\psi} = 0,85$; $\bar{\varphi} = 0,405$; $\Phi_{общ} = 0,468$ (см. табл. II-1) и при степени черноты газов в камере $\alpha_k = 0$ определим температуру труб:

$$(0,017_{тр})^4 = \frac{1}{0,85} \cdot 5,53^4 - \left(\frac{1}{0,85} - 1 \right) 3,73^4 + \\ + \frac{3,29}{0,85 \cdot 4,64} \cdot (280 - 240) = 1098.$$

Отсюда температура труб $t_{тр} = 302^\circ \text{C}$ (575 К).

Определим тепловые потоки (в данном случае $H_{тр} = 1$ м²):

а) от труб на под по выражению (V-21) при $\alpha_k = 0$:

$$q_{тр}^{под} = 4,64 \cdot 0,405 (1098 - 3,73^4) = 1,7 \text{ кВт/м}^2;$$

¹ Для пароводяных труб нет необходимости в определении α_1 , так как $\alpha_1 \gg \alpha_2$ и k будет приближаться к α_2 .

б) от труб на свод при том же $\bar{\psi}$ по выражению (V—24) при $\alpha_k=0$.

$$q_{\text{тр}}^{\text{св}} = 4,64 \cdot 0,405 (1098 - 5,53^4) = 318 \text{ Вт/м}^2 \text{ труб.}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от труб в камеру по формуле (II—67)

$$\alpha_{\text{к.тр}}^{\text{кам}} = 1,19 \sqrt[4]{\frac{302 - 240}{0,1}} = 5,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где 0,1 — диаметр труб, м.

Тепловой поток конвекцией от труб в камеру

$$q_{\text{тр}}^{\text{кам}} = 5,9 (302 - 240) = 366 \text{ Вт/м}^2.$$

Суммарный тепловой поток от труб в камеру печи

$$q_{\text{тр}} = 1700 + 318 + 366 = 2384 \text{ Вт/м}^2.$$

Необходимая поверхность нагрева труб

$$H_{\text{тр}} = \frac{39,5}{2,384} = 16,5 \text{ м}^2.$$

Проверим интенсивность теплоотдачи от труб на свод ($q_{\text{тр}}^{\text{св}}$).

Конвективная теплоотдача от свода в камеру, отнесенная к 1 м² поверхности труб, учитывая, что $H_{\text{св}}/H_{\text{тр}} = a/\pi$

$$q_{\text{св}}^{\text{кам}} = \frac{Q_{\text{св}}^{\text{кам}}}{H_{\text{тр}}} = \alpha_{\text{к.св}}^{\text{кам}} \frac{a}{\pi} (t_{\text{св}} - t_{\text{кам}}); \quad q_{\text{св}}^{\text{кам}} = 3,29 \times \\ \times \frac{1,5}{\pi} (280 - 240) = 63 \text{ Вт/м}^2.$$

Тепловой поток от свода на под, отнесенный к 1 м² поверхности труб, определяем по формуле (V—25)

$$q_{\text{св}}^{\text{под}} = \frac{Q_{\text{св}}^{\text{под}}}{H_{\text{тр}}} = C_{\text{св.под}} \frac{a}{\pi} (1 - \bar{\psi}) [(0,017 T_{\text{св}})^4 - (0,017 T_{\text{под}})^4]; \\ q_{\text{св}}^{\text{под}} = 4,64 \cdot \frac{1,5}{\pi} 0,15 (5,53^4 - 3,73^4) = 247 \text{ Вт/м}^2.$$

Всего отдается сводом в камеру тепла

$$q_{\text{св}} = 63 + 247 = 310 \text{ Вт/м}^2,$$

что мало отличается от $q_{\text{тр}}^{\text{св}} = 318 \text{ Вт/м}^2$.

Следовательно, принята правильная температура поверхности свода.

Проверим поверхность нагрева труб по теплопередаче через их поверхность. Коэффициент теплоотдачи от труб на под, отнесенный к разности температур ($t_{\text{тр}} - t_{\text{кам}}$)

$$\alpha_{\text{тр}}^{\text{под}} = \frac{1700}{302 - 240} = 27,4 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \text{ (около 71,3\% от } \alpha_1).$$

Коэффициент теплоотдачи от труб на свод, отнесенный к ($t_{\text{тр}} - t_{\text{кам}}$)

$$\alpha_{\text{тр}}^{\text{св}} = \frac{318}{302 - 240} = 5,13 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \text{ (13,3\% от } \alpha_1).$$

Общий коэффициент теплоотдачи с учетом $\alpha_{\text{кошб}} = 5,9 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)} \text{ (15,4\% от } \alpha_2):$

$$\alpha_2 = 27,4 + 5,13 + 5,9 = 38,43 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Длина труб

$$l = \frac{16,5}{\pi \cdot 0,1 \cdot 16} = 3,8 \text{ м.}$$

При внутреннем диаметре трубы $d_{\text{вн}} = 92 \text{ мм}$ скорость продуктов сгорания в трубах при нормальных условиях

$$w_0 = \frac{BV_{\text{д}}}{3600 \cdot 0,785 d^2 z}; \quad w_0 = \frac{13,405 \cdot 38}{3600 \cdot 0,785 \cdot 0,092^3 \cdot 16} = 1,33 \text{ м/с.}$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией в трубах

$$\alpha_{\text{конв}} = 3,5 \cdot \frac{1,33^{0,8}}{0,092^{0,25}} = 6,43 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Температура продуктов сгорания в конце дымогарных труб

$$t_{\text{д}}^* = t_{\text{д}}' - \frac{Q_{\text{кам}}}{BV_{\text{д}} c_{\text{д}}}; \quad t_{\text{д}}^* = 650 - \frac{39500 \cdot 3,6}{38 \cdot 13,405 \cdot 1,42} = 454 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Средняя температура газов в трубах

$$\bar{t}_{\text{д}} = \frac{650 + 454}{2} = 552 \text{ }^{\circ}\text{C} (825 \text{ К}).$$

Расчетная степень черноты продуктов горения в трубах $a_{\phi} = 0,06$.

Коэффициент теплоотдачи излучением газов внутри труб

$$\alpha_{\text{изл}} = C_1 a_{\phi} \frac{(0,01 \bar{T}_{\text{д}})^4 - (0,01 \bar{T}_{\text{тр}})^4}{\bar{t}_{\text{д}} - \bar{t}_{\text{тр}}};$$

$$\alpha_{\text{изл}} = 5,1 \cdot 0,06 \cdot \frac{8,25^4 - 5,83^4}{552 - 310} = 4,33 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где $\bar{T}_{\text{тр}}$ — температура внутренней поверхности трубы принята на 8°C выше температуры наружной поверхности.

Суммарный коэффициент теплоотдачи внутри трубы

$$\alpha_1 = 6,43 + 4,33 = 10,8 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

При чистых поверхностях коэффициент теплопередачи

$$k = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}; \quad k = \frac{10,8 \cdot 38,43}{10,8 + 38,43} = 8,35 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Разность между температурами продуктов сгорания и пекарной среды

$$\Delta t = \frac{t_{\text{д}}' - t_{\text{д}}^*}{\ln \frac{t_{\text{д}}' - t_{\text{кам}}}{t_{\text{д}}^* - t_{\text{кам}}}}; \quad \Delta t = \frac{650 - 454}{\ln \frac{650 - 240}{454 - 240}} = 302 \text{ К.}$$

Необходимая поверхность нагрева

$$H = \frac{Q_{\text{кам}}}{k \Delta t}; \quad H = \frac{39500}{8,35 \cdot 302} = 15,7 \text{ м}^2,$$

что мало отличается от ранее найденной величины $H_{\text{тр}} = 16,5 \text{ м}^2$.

Дымогарные трубы чаще всего располагают в рабочей камере в один, реже — в два ряда. Пароводяные нагревательные трубы могут быть расположены в один и больше (до четырех) рядов.

Глава VI. ОРГАНИЗАЦИЯ ТОПОЧНОГО ПРОЦЕССА И КОНСТРУКЦИИ ГОРЕЛОЧНЫХ УСТРОЙСТВ

В подавляющем большинстве печей, находящихся в настоящее время в эксплуатации на хлебопекарных и кондитерских предприятиях, для обогрева рабочей камеры используются продукты сгорания газообразного, жидкого или твердого топлива. Каждый из этих видов топлива имеет свои особенности при сжигании. Поэтому организация топочного процесса, выбор метода сжигания топлива и конструкции горелочного устройства являются одними из определяющих факторов проектирования промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств.

Рассматриваемые три вида топлива: газообразное, жидкое и твердое (уже судя по их названию) различаются по физико-механическим свойствам. Каждый из них представляет собой горючее вещество, находящееся в одном из трех возможных агрегатных состояний: газообразном, жидком и твердом. Это обуславливает принципиальное различие конструкций топочных устройств, в которых происходит процесс сжигания топлива, а также устройств, непосредственно осуществляющих этот процесс, — горелок (для газообразного и жидкого топлива).

Из всех упомянутых видов топлива наиболее перспективным (в особенности для современных типов тоннельных печей с рециркуляцией продуктов сгорания) является газообразное топливо, применение которого в значительной степени улучшает условия труда и повышает культуру производства на хлебопекарных и кондитерских предприятиях. Вместе с тем горючий газ в смеси с воздухом взрывоопасен. Это в свою очередь обуславливает важность соблюдения мероприятий по технике безопасности при его сжигании.

Наибольшее распространение среди газообразных видов топлива в хлебопекарных и кондитерских печах получил природный газ. Его подводят к печи при среднем либо низком давлении. В зависимости от давления газа (а также исходя из некоторых других соображений) в печах используют инжекционные горелки, главным образом при сжигании газа среднего давления, либо двухпроводные горелки турбулентного перемешивания (в основном для газа низкого давления). Эти два типа горелок являются основными в печах хлебопекарного и кондитерского производств. Каждый из этих основных типов горелок имеет свои достоинства и недостатки, обуславливающие их применение при проектировании того или иного типа печи. Так, инжекционные горелки более просты по конструкции, в то время как двухпроводные позволяют устойчиво поддерживать необходимый коэффициент избытка (расхода) воздуха во всем диапазоне работы горелки.

Организовать топочный процесс при сжигании жидкого топлива труднее, чем при газообразном. Это следует иметь в виду при конструировании топки печи. В то же время жидкое топливо широко распространено на хлебозаводах и кондитерских фабриках. Исходя из этого, при проектировании необходимо иметь представле-

ние об особенностях его сгорания в форсунках для такого топлива. Для сжигания жидкое топливо необходимо предварительно распыливать. Процесс этот осуществляют форсунки самых разнообразных конструкций и типоразмеров. Имея представление о парке используемых в печах форсунок, можно правильно подобрать соответствующую их конструкцию при разработке печи.

Твердое топливо — наиболее старый вид топлива. Вместе с тем оно широко применяется на хлебозаводах и кондитерских фабриках, главным образом в тупиковых типах печей. Это обуславливает необходимость изучения его свойств и особенностей сжигания для расчетов топочных устройств печей, отапливаемых продуктами сгорания угля, торфа и других аналогичных видов топлива.

1. СЖИГАНИЕ ГАЗА И КОНСТРУКЦИЯ ГАЗОВЫХ ГОРЕЛОК

Теоретические основы сжигания газа

Горючий газ как топливо имеет ряд достоинств. С точки зрения протекания процесса горения газообразное топливо обладает тем преимуществом, что оно с наибольшей скоростью вступает в химическое взаимодействие с окислителем. Объясняется это следующими причинами:

1) газообразное топливо может наиболее совершенно (молекулярно) перемешиваться с окислителем;

2) благодаря особому (цепному) характеру химических реакций в газовых смесях скорость химического превращения, а следовательно, и скорость выделения тепла при благоприятных условиях могут достичь очень высоких значений.

Для осуществления процесса горения следует обеспечить:

а) необходимое перемешивание горючего газа с окислителем; оно может быть осуществлено предварительно (частично или полностью) или одновременно с процессом горения;

б) воспламенение смеси, так как последующее развитие химических превращений и их завершение протекают с большими скоростями.

Из двух видов воспламенения — самовоспламенение и воспламенение, вызванное местным источником зажигания, второй является более удобным. Чтобы воспламенить смесь этим способом, достаточно ввести накалившее тело или пламя в небольшую часть объема горючей смеси. Если мощность такого теплового источника достаточно велика и смесь способна распространять пламя, то от введенного источника тепла пламя обеспечит распространение горения с определенной скоростью на весь объем.

Скорость горения газообразного топлива определяется скоростью его смешения с воздухом, скоростью подогрева газовой смеси до температуры воспламенения смеси и скоростью химической реакции горения смеси. При высоких температурах в топочных устройствах печей скорость горения лимитируется скоростью первых двух процессов.

Если сжигается готовая рабочая смесь горючего газа с воздухом, то продолжительность процесса горения определяется только скоростью активации, под которой понимается скорость разрушения или ослабления связей перед началом химической реакции. Активация газовой смеси может быть достигнута при нагреве ее до температуры воспламенения. В результате устанавливаются новые связи, для разрушения которых требуется соответствующая энергия активации. Так как образование новых связей сопровождается значительным выделением энергии, превышающей энергию активации, то тепловой эффект этих реакций положительный.

При горении газообразного топлива без предварительного его перемешивания с воздухом подогрев газозооушной смеси (активация) протекает одновременно со смешением и не влияет на скорость горения. Таким образом, скорость горения целиком определяется чисто физическим процессом смешения горючего газа с воздухом.

Диффузионным называется пламя, в котором горение развивается по мере постепенного смешения горючего газа с воздухом после раздельного ввода их в камеру сгорания. Диффузионное пламя значительно длиннее, чем пламя от сжигания предварительно подготовленной смеси, так как быстрое и полное смешение обоих компонентов горения в камере сгорания осуществить трудно.

Известны три основных типа диффузионных горелок. В горелках первого типа газ подается в камеру сгорания с большой скоростью; при этом благодаря кинетической энергии газовой струи увлекается воздух для горения, движущийся с малой скоростью. В горелках второго типа компоненты горения подаются в камеру сгорания в виде двух пересекающихся струй. В горелках третьего типа газ и воздух подаются концентрически («труба в трубе»), причем один из потоков или оба потока турбулизируются для увеличения градиента скоростей.

Так как в диффузионном пламени труднее обеспечить полное сгорание, то для этих горелок требуется больший коэффициент расхода воздуха, чем для горелок на готовой рабочей смеси.

При сжигании газа толстыми струями с малыми скоростями для лучшего его перемешивания с воздухом газовую струю следует напавить под воздушную, имеющую большую плотность.

Длина пламени укорачивается в следующих случаях:

1) если скорости параллельных воздушной и газовой струй имеют большие значения и различаются по величине;

2) при увеличении угла встречи обеих струй, причем определяющее направление имеет струя с большей кинетической энергией;

3) при вращении обеих струй в противоположных направлениях с разными скоростями, а также при вращении только внутренней струи и пронизывании ею внешней струи;

4) при ударе факела о стенку;

5) при введении вторичного воздуха мелкими струями со скоростью 10—25 м/с с двух сторон основного факела нормально к его направлению.

Применение винтовых вставок в сравнительно малой степени укорачивает факел, так как закрученный вначале поток при выходе в газовый объем быстро теряет характер направленного движения. Незначительное влияние на укорачивание пламени оказывает тангенциальный ввод вторичного воздуха, так как середина основного потока сохраняет свое направление.

Для обеспечения безопасности работы установок с горелками при внешнем смесеобразовании сжигание газа должно происходить в камере при температуре, превышающей температуру воспламенения газовоздушных смесей. Вызвано это тем, что при более низких температурах возможно образование взрывчатых смесей из-за затухания факела и скопления несгоревшего газа.

При оборудовании печей атмосферными горелками со свободным пламенем во избежание случайного затухания факела необходимо устанавливать зажигательные свечи.

Атмосферные горелки являются горелками комбинированного типа. Здесь предварительная смесь горючего газа с частью воздуха, необходимого для горения, имеет очень большую скорость сгорания. Часть несгоревшего газа диффузионно сгорает с образованием факела большой длины, но меньшей, чем при чисто диффузионном горении. В отличие от диффузионного горения смесь газа с воздухом сгорает менее устойчиво, и это может повлечь срыв горения и заполнение камеры несгоревшей смесью. Применение стабилизаторов в этом случае обеспечивает надежное воспламенение при любой турбулентности потоков.

Учитывая значение, которое имеет природный газ как топливо в хлебопекарных и кондитерских печах, рассмотрим вопросы, связанные с его использованием.

Природный газ разных месторождений по составу различается незначительно и может воспламеняться при содержании его в смеси с холодным воздухом от 5,5 до 14,8% или при изменении коэффициента расхода воздуха α от 1,9 до 0,63. При коэффициентах расхода воздуха, больших 1,9 или меньших 0,63, природный газ не воспламеняется и не взрывается. Таким образом, он имеет относительно узкие пределы воспламеняемости. Это имеет как положительные, так и отрицательные стороны: с одной стороны, уменьшается взрывоопасность смеси природного газа с воздухом по сравнению со смесями воздуха с другими горючими газами, с другой — требуется более тщательное регулирование процесса горения, так как при $\alpha > 1,9$ и $\alpha < 0,63$ пламя гаснет. Как и при сжигании других газов в смеси с воздухом, предварительный подогрев смеси расширяет пределы горючести, и при температуре смеси, равной температуре воспламенения, смесь будет гореть при любом составе. В связи с этим следует отметить, что подогрев природного газа перед его сжиганием с целью повышения теоретической температуры горения лишен смысла. Объясняется это тем, что для сжигания 1 м³ природного газа требуется 9—10 м³ воздуха; вследствие этого физическое тепло газа по сравнению с его теплотой сгорания и физическим теплом подогретого воздуха весьма мало.

Природный газ распределяется по городским газовым сетям. Эти сети по избыточному давлению p разделяются на сети высокого — 0,3—0,6 МПа (3—6 кгс/см²), среднего — 0,005—0,3 МПа (0,05—3 кгс/см²) и низкого — не более 5 кПа (0,05 кгс/см²) давления. Газ высокого давления через газорегуляторные станции (ГРС) среднего давления поступает в сеть среднего давления, распределяющую газ по отдельным районам; отсюда через ГРС низкого давления газ поступает в сеть низкого давления, снабжающую газом потребителей низкого давления. Такая система называется двухступенчатой системой распределения газа. Коммунальные предприятия, в том числе хлебозаводы и кондитерские фабрики, подключаются обычно к сетям среднего и низкого давления. В зависимости от того, к каким сетям подключен потребитель, допускаются следующие потери напора Δp в заводских распределительных сетях: в сетях низкого давления $\Delta p = 30 \div 200$ Па (3—20 мм вод. ст.); в сетях при избыточном давлении $p = 5 \div 100$ кПа (0,05—1 кгс/см²) $\Delta p = 0,5 \div 5$ кПа (50—500 мм вод. ст.); в сетях при $p = 100 \div 300$ кПа (1—3 кгс/см²) $\Delta p = 5 \div 30$ кПа (500—3000 мм вод. ст.). На эти потери напора рассчитывают газовые сети; при этом минимальный диаметр ответвления к потребителям выбирается равным 25 мм. Уклон заводских газопроводов — 2 мм на 1 м длины. Ось газопровода может быть в виде ломаной линии, причем наинизшие ее точки, отстоящие одна от другой на 100—160 м и более, соединяют с конденсатоотводчиками для удаления влаги и тяжелых углеводородов, сконденсированных в газопроводе.

Проектирование внутризаводских и внутрицеховых газовых сетей должно поручаться специализированным проектным организациям, имеющим опыт проектирования газовых сетей, и регламентируется специальными правилами безопасности в газовом хозяйстве.

На хлебозавод (кондитерскую фабрику) газ поступает из сети среднего давления либо из сети низкого давления. В большинстве случаев хлебопекарные и кондитерские печи являются потребителями газа низкого давления. Если к предприятию подведен газ среднего давления, то его снижают до требуемого давления в газорегулировочном пункте (ГРП). Этот пункт предназначен не только для снижения давления, но и для автоматического его поддержания на требуемом уровне у потребителя независимо от расхода газа и давления до ГРП.

После монтажа печные газопроводы опрессовываются воздухом, о чем составляется соответствующий акт. Давление прессования устанавливается: при давлении газа $p = 2 \div 5$ кПа (200—500 мм вод. ст.) избыточное давление прессования составляет 20 кПа (0,2 кгс/см²); при этом допускается уменьшение давления в течение 15 мин не более чем на 150 Па (15 мм вод. ст.); при $p = 50 \div 60$ кПа (5000—6000 мм вод. ст.) избыточное давление прессования составляет 200 кПа (2 кгс/см²) и падение давления в течение 10 мин — менее 10 кПа.

При переводе печей на сжигание газообразного топлива обычно сохраняются все существующие устройства для сжигания твердого топлива. Газовые горелки устанавливают непосредственно у топочной дверки или рядом с ней по обе стороны.

Для установки блока газовых горелок дверка топки снимается. Колосниковая решетка перекрывается листовым асбестом толщиной 5 мм и слоем битого шамотного кирпича. На стенке печи против горизонтального канала, соединяющегося с топкой, устанавливают предохранительный взрывной клапан в виде пластины из смеси шамотной глины с асбестовой крошкой, армированной металлической сеткой. Клапаны свободно устанавливают в амбразуры стенки и для уплотнения их промазывают по периметру мягкой огнеупорной глиной.

Для предохранения от воздействия взрывной волны в случае взрыва газозооушной смеси в топке или в газоходах предусматривается металлический патрубок, привариваемый к каркасу.

При любом способе переоборудования печи для сжигания газообразного топлива должны быть проведены наладочные работы и составлены режимные карты, которые позволяют обслуживающему персоналу поддерживать в камере необходимую температуру при максимально возможном к. п. д.

Конструкция газовых горелок

По принципу смешения газа с воздухом газовые горелки делятся на три основные группы:

- 1) диффузионные горелки, в которых коэффициент расхода первичного воздуха $\alpha' \leq \alpha$;
- 2) горелки внутреннего смешения, работающие на готовой рабочей смеси ($\alpha' = \alpha$);
- 3) горелки частичного внутреннего смешения, в которых $0 < \alpha' < \alpha$.

При использовании горелок первого типа смешение газа с воздухом для горения происходит вне горелки, что позволяет работать с компонентами горения любой температуры. Малые скорости газа и воздуха обуславливают умеренные давления: газа 0,5—2 кПа (50—200 мм вод. ст.), воздуха 1,0—1,5 кПа (100—150 мм вод. ст.).

Диффузионные горелки следует применять в тех случаях, когда требуется создать устойчивый растянутый факел с равномерной температурой; они работают хорошо и при малых тепловых нагрузках, так как раздельная подача горючего газа и воздуха предотвращает попадание пламени в горелку.

Инжекционные многофакельные горелки низкого давления (рис. VI—1), применяемые в некоторых типах хлебопекарных и кондитерских печей и сушилок со сжиганием газа в камере, работают на частично готовой рабочей смеси ($\alpha' < \alpha$). Первичный воздух (α') для горения засасывается в камеру смешения газовой струей, выходящей из сопла 1; из камеры смешения смесь поступает в диф-

фузор 2 и далее в головку 3 горелки, в которой имеются отверстия. При выходе из них газ сгорает с использованием как первичного, так и вторичного воздуха. В некоторых случаях вторичный воздух поступает по каналу снизу горелок и, проходя между ними, подводится к язычкам пламени. Эти горелки работают на холодном воздухе, и устанавливают их на конвейерных печах ФТЛ-2, ХВЛ и др.

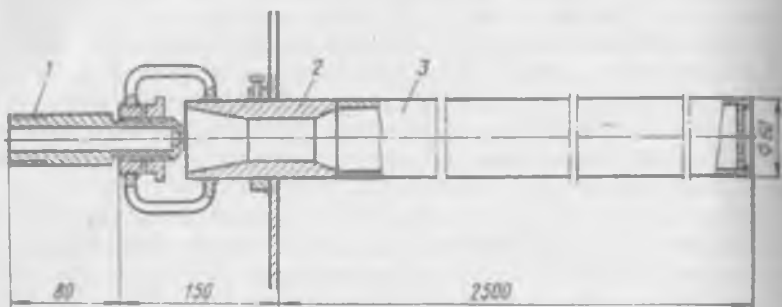


Рис. VI—1. Многoinжекторная горелка низкого давления конструкции Ленгипроинжпроекта

Инжекционные многофакельные горелки низкого давления имеют ряд достоинств: меньшие утечки газа в помещение цеха и в топку; более простая схема обвязки печи и более простое обслуживание горелок, меньший шум во время работы горелок и более низкие локальные температуры в топке печи.

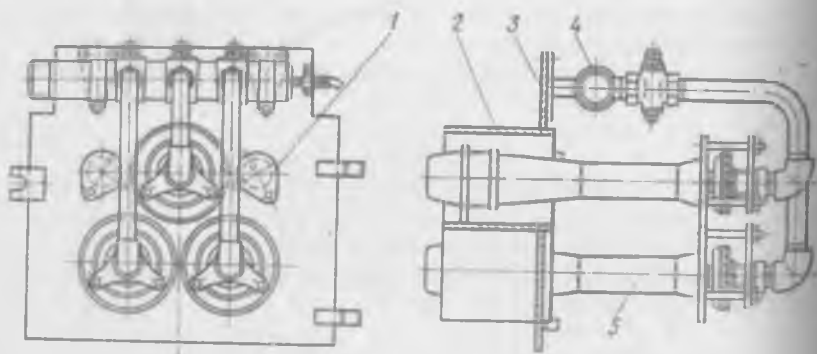


Рис. VI—2. Блок газовых инжекционных горелок низкого давления 137-00 конструкции Мосгазпроекта

Если питание газом осуществляется от газопроводов низкого давления, могут быть использованы инжекционные горелки 137-00 конструкции Мосгазпроекта (рис. VI—2).

Стальные сварные горелки 5 располагают на общей фронтальной плите 3, на которой закрепляют газопроводы 4 и переносный ручной газовый запальник, который вводят в отверстие 1. Горелки

инжектируют 40—50% воздуха, необходимого для горения (первичный воздух).

Огневая часть каждой из трех горелок размещена в цилиндрическом металлическом кожухе 2, через который к устью горелки поступает вторичный воздух за счет разрежения в топке. Горелки

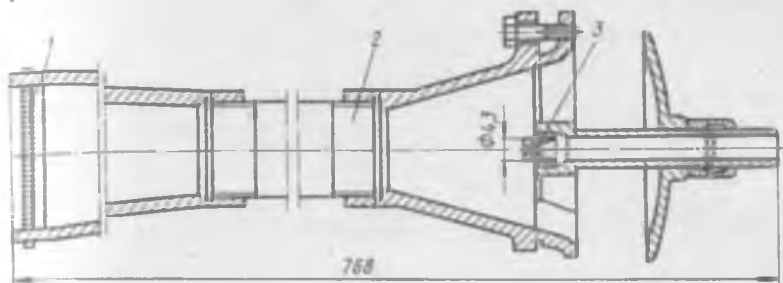


Рис. VI—3. Инжекционная горелка среднего давления ИГК-25 с пластинчатым стабилизатором

этой конструкции работают бесшумно и устойчиво в широком диапазоне регулирования расхода газа. Длина факела достигает 1,5—2 м.

Инжекционные горелки низкого давления имеют длинный факел, и пламя затягивается в газоходы за топкой. В этом случае в топку следует подавать достаточное количество вторичного воздуха, который необходим для полного сгорания газа. Коэффициент избытка воздуха за печью часто достигает неоправданно высоких значений из-за необходимости снижения температуры в топке и вследствие подсоса воздуха через неплотности в обмуровке топки и газоходах, а также из-за необходимости обеспечения полного сжигания газа.

Сжигание газа с коэффициентом расхода воздуха, близким к единице, приводит не только к созданию высоких локальных тепловых напряжений, но и к уменьшению количества продуктов сгорания, что снижает их скорость и теплоотдачу к стенкам газоходов. В результате необходимо увеличивать расход газа либо коэффициент расхода воздуха. Таким образом, для сохранения без изменения конструкции печи, топки и газоходов приходится мириться с повышенными коэффициентами расхода воздуха за печью и большими потерями тепла.

Несмотря на недостатки, имеющие место при сжигании газа в топках хлебопекарных печей, удельный расход условного топлива при переходе с твердого топлива на газообразное снижается на 20—25%.

В горелках среднего давления (2—100 кПа, или 200—10 000 мм вод. ст.) ИГК-25 (рис. VI—3), ИГК-60 (рис. VI—4) и ИГК-120 газ предварительно смешивается с воздухом.

Основными деталями этих горелок являются стабилизатор 1, смеситель 2 и газовое сопло 3.

Инжекционные газовые горелки среднего и низкого давления состоят из одинаковых основных частей. Однако в первых воздух, необходимый для сгорания газа, полностью инжектируется из окружающей среды. Недостатками горелок среднего давления являются сильный шум, недостаточная прочность керамических тоннелей, особенно при переменном режиме, малый диапазон регулирования и ограниченная тепловая нагрузка (до 190 кВт).

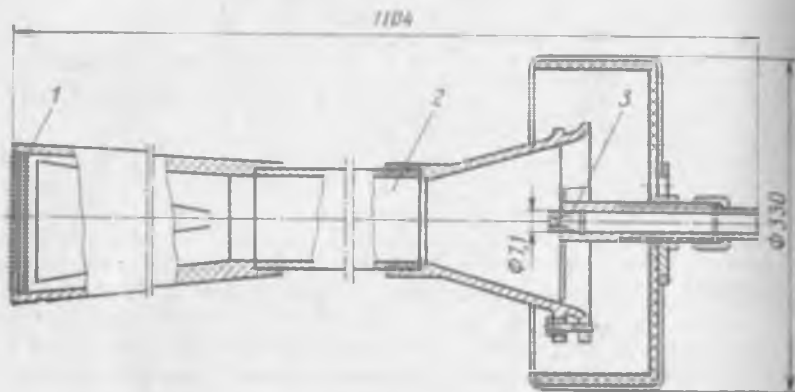


Рис. VI—4. Инжекционная горелка среднего давления ИГК-60:

Инжекционные горелки среднего давления следует настраивать на работу с коэффициентом расхода воздуха 1,2—1,3; при этом снижается температура в тоннелях и уменьшаются потери тепла через наружные ограждения печи.

На некоторых печах в конце топки установлена дожигательная решетка, которая позволяет несколько снизить коэффициент расхода воздуха в топке, а также более равномерно распределить потоки продуктов сгорания по каналам печи.

На рис. VI—5 представлена установка инжекционных горелок 5 среднего давления на печи ФТЛ-2. К газопроводу 1 присоединен продувочный газопровод 2. При розжиге переносный запальник 3 вставляется в запальное отверстие 6. Предусмотрен тягомер 4.

Инжекционные горелки среднего давления с регулируемым расходом газа и автоматической дозировкой первичного воздуха системы Царнка (рис. VI—6) используются в печах ПХС и ПХК Шебекинского машиностроительного завода. Такая горелка имеет четыре (или пять) сопла с самостоятельными смесителями 2. Газ подается в корпус горелки 5 через регулирующий кран 4; давление контролируется манометром. В центре горелки размещен запальник 1 с индивидуальным подводом газа (возможно и другое размещение запальника).

Регулировка количества воздуха в зависимости от расхода газа основана на том, что при различных расходах газа изменяется дав-

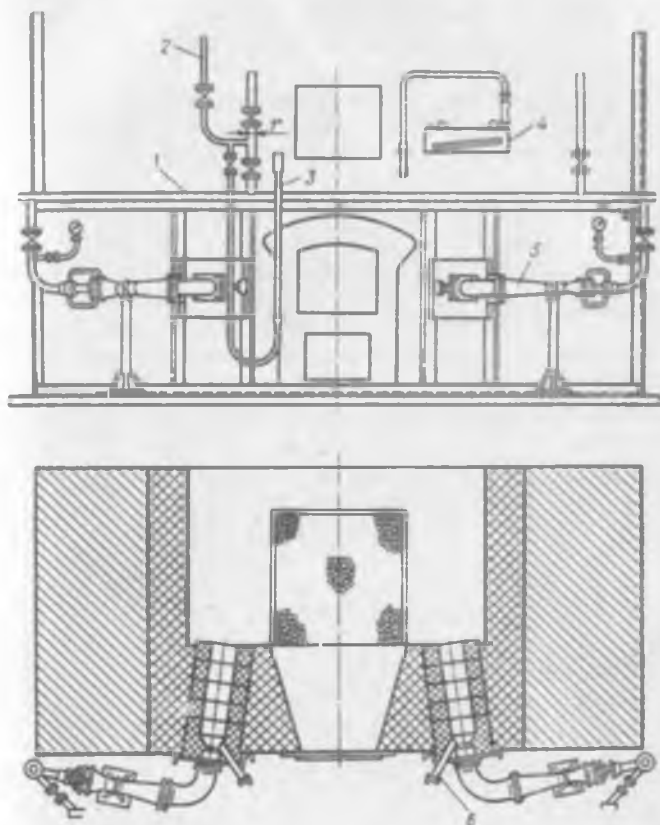


Рис. VI—5. Схема печи ФТЛ-2, переоборудованной по разработке Ленгипроинжпроекта

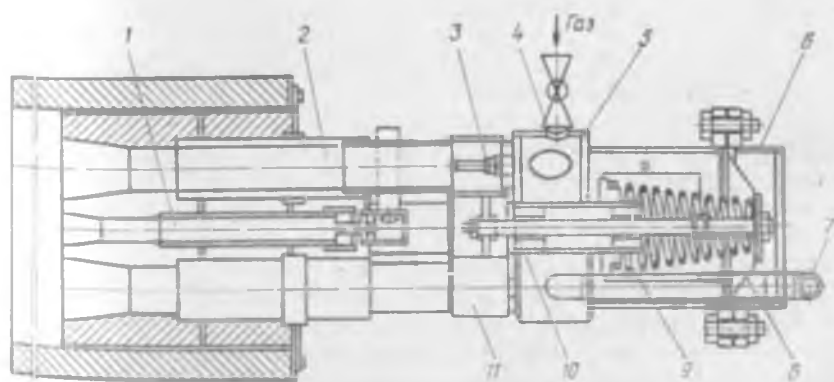


Рис. VI—6. Газовая горелка системы Царика

ление в мембранной камере 6, для этого к ней подведена газовая импульсная труба 7; вследствие этого при деформации мембраны 8 сжимается пружина 9 и перемещается тяга 10 с цилиндрическими заслонками 11, при этом изменяются площади отверстий, через которые воздух поступает к газовым соплам 3. В горелке предусмотрен подвод вторичного воздуха непосредственно к корню факела.

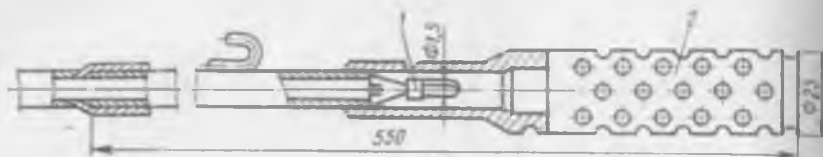


Рис. VI—7. Запальная инжекционная горелка переносного типа ИПЗ1-00

Для безопасности эксплуатации газовых горелок установлен автоматический клапан-отсекатель, прекращающий подачу газа при угасании факела.

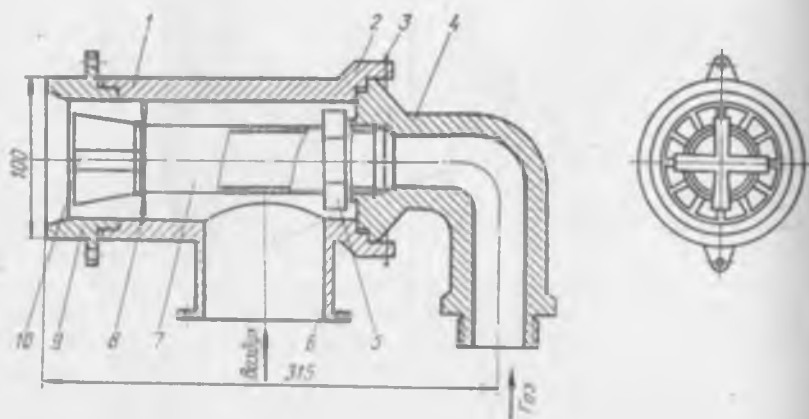


Рис. VI—8. Газовая горелка печи БН

Техническая характеристика инжекционных горелок низкого и среднего давления, рекомендуемых Мосгазпроектом для хлебопекарных предприятий и кондитерских фабрик, приведена в приложении.

На рис. VI—7 представлена инжекционная запальная горелка переносного типа для розжига основных горелочных устройств всех типов. Основными узлами ее являются сопло 1 и головка 2.

В хлебопекарных и кондитерских печах применяются также горелки низкого давления с принудительной подачей воздуха различных конструкций, например типа ГНП конструкции Ленинградского отделения Теплопроекта.

Теплопроизводительность горелок при давлении газа перед ними 0,6 кПа (60 мм вод. ст.) составляет для ГНП-5 222 кВт и для ГНП-4 148 кВт.

Для работы двухпроводных горелок необходимы вентиляторы, воздухопроводы, клапаны для блокировки подачи газа и воздуха и автоматического регулирования.

Горелки с принудительной подачей воздуха имеют широкий диапазон регулирования и снабжены устройствами для автоматического регулирования и обеспечения безопасности.

На рис. VI—8 представлена двухпроводная газовая горелка печи БН. Корпус 1 двумя лапами 2 с помощью двух установочных винтов 3 соединяется с патрубком 4 для подвода газа.

Патрубок 6 с фланцем предназначен для подвода воздуха. Со стороны выхода газозадушной смеси в корпус горелки вставлена жароупорная насадка 9, которая двумя приливами с отверстиями крепится болтами к внешней стороне печи.

В корпус горелки входит газовая труба 7, которая ввернута в патрубок 4 для подвода газа. Резьбовое соединение газовой трубы с патрубком уплотняется контргайкой 5. В выходной части газовой трубы 7 размещена крестовина 10. В основании крестовины на трубу надет рассекающий воздух 8, представляющий собой металлические лепестки, надетые на кольцо. Между концами лепестков и внутренней поверхностью корпуса имеется небольшой зазор.

Воздух, проходя через лепестки рассекающего, получает интенсивное вращательное движение и создает разрежение на выходе газа из газовой трубы; при этом газ инжектируется и, увлекаемая вращающимся воздухом, также приобретает вращательное движение. Закрученная газовая струя расширяется и смешивается с воздушной струей. Попадая в пламя непрерывно работающего запальника, газозадушная смесь загорается.

В табл. VI—1 приведены расход газа и рекомендуемые типы горелок для различных конструкций печей.

Для сжигания газа в металлических каналах или непосредственно в пекарной камере печи описанные горелки непригодны. В этих условиях горелки должны работать в инертной для горения среде (дымовые газы) или в среде с большой относительной влажностью.

Для этой цели могут быть использованы, например, щелевые горелки с принудительной подачей воздуха фирмы «Вернер унд Пфляйдерер», установленные на печи «Турнус-Офен». Эти горелки предназначены для сжигания газа в металлических каналах, обогревающих рабочую камеру.

Для сжигания газа в металлических каналах печи может быть использована газовая горелка с керамической насадкой. Сочетание огнеупорной насадки с особым направлением факела создает благоприятные условия для полного сжигания газа в инертной среде с повышенной влажностью. В зависимости от площади сечения отверстий производительность горелки может изменяться в пределах 2—6 м³/ч.

Таблица VI—1

Расход газа и рекомендуемые типы горелок для различных конструкций печей

Способ обогрева	Марка печи	Расход газа, м³/ч	Горелки					
			инжекционная низкого давления		инжекционная среднего давления		низкого давления с принудительной подачей воздуха	
			марка	количество	марка	количество	марка	количество
Регенеративный	Жаровая	10,0	ОГП-1	1	—	—	—	—
	ХР	15,0	ОГП-1	1	—	—	—	—
Канальный	ФТЛ-2 (модель 1944 г.)	19,0—25	137-00	1	ИГК-25	2	—	—
	ХПЛ	40—50	—	—	ИГК-25	3	1229-00	1
	ДСД	40—50	—	—	ИГК-25	3	1229-00	1
	Шлюзкамержная	8,0	ОГП-1	1	—	—	—	—
	ХВК	25,0—30,0	—	—	ИГК-25	2	1230-00	1
Трубами Перкинса	УТС-К	30	137-00	2	ИГК-2	2	—	—
	ХПК	5—6	ПР-258	1	—	—	—	—
Смешанный	АЦХ	350	—	—	ИГК-120	6	1227-00	3
	ХВ.Т	35—45	—	—	ИГК-25	3	1230-00	1

Для этой же цели может быть использована газовая излучающая горелка или инфракрасная инжекционная горелка (рис. VI—9). В этой горелке газ, выходящий из сопла 2, попадает на рассекатель 3.

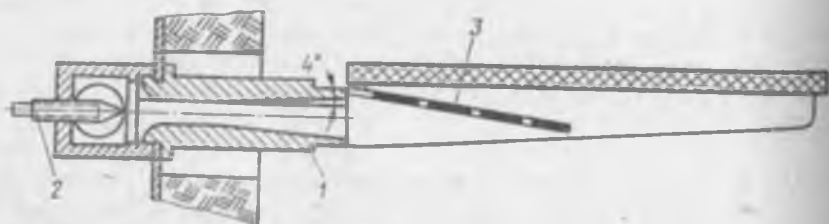


Рис. VI—9. Инфракрасная инжекционная горелка

Небольшая скорость на выходе и хорошее перемешивание в смесителе 1 газа с воздухом способствуют быстрому сгоранию смеси на поверхности насадки, что приводит к нагреву ее до 850°С. В результате этого 50—60% тепла, образующегося при сгорании газа, передается излучением.

Излучение горелки происходит в основном в инфракрасной области с длиной волны 2,7—2,9 мкм. Насадка горелки представляет собой поверхность, составленную из отдельных керамических плиток размером 65×45 мм с цилиндрическими канавками диаметром 1,7 мм. Суммарное сечение отверстий составляет около 45% рабочей поверхности насадки. Расход тепла при оптимальном режиме работы горелки составляет 12,8—16,3 Вт на 1 см² рабочей поверхности горелки.

Техника безопасной работы при сжигании горючего газа

При неправильном обслуживании газовых печей они могут быть источником аварий, а газ — причиной отравления обслуживающего персонала. В горючем газе содержатся разные компоненты, оказывающие токсическое действие: окись углерода, допустимое содержание которой в воздухе 0,02 г/м³ (0,05 г окиси углерода в 1 м³ воздуха является смертельной дозой); бензол; цианистые соединения, метан, тяжелые углеводороды.

Действие СО на организм человека зависит не только от его концентрации в воздухе, но и от общего состояния организма. Например, в конце смены обслуживающий персонал в значительно большей степени подвержен отравлению, чем в начале работы. Это объясняется усталостью людей. Лица, давно работающие с газом, в состоянии выдержать повышенные концентрации отравляющих газов в течение более длительного периода по сравнению с лицами, недавно приступившими к работе. Зимой отравлений больше, чем летом, так как в летнее время обмен воздуха в помещениях лучше.

Возможность возникновения взрывов зависит от температуры воспламенения данного газа и от его концентрации в смеси с воздухом.

Взрывоопасное содержание газа в воздухе зависит от состава газа, его температуры, наличия катализаторов (оно приводится в справочных руководствах).

Для обеспечения безаварийной и безопасной работы в газовом хозяйстве нужно руководствоваться специально разработанными правилами и положениями. Необходимо ознакомить обслуживающий персонал с инструкциями по технике безопасности и эксплуатации газовых печей и обеспечить безопасность во всех элементах установки: при разводке газа по печам; подаче его в горелки печи; при подготовке к розжигу и самом розжиге; при эксплуатации и остановке печи.

Как указывалось выше, после монтажа газопроводы должны быть опрессованы воздухом. Опрессовка должна производиться периодически (раз в полгода) с соответствующей записью в журнале. После монтажа газопровода и горелок газопровод продувают на свечу. Затем при открытых заслонках полости печи, в которых возможно скопление газоздушных смесей, продувают воздухом при помощи дымовой трубы, дымососа или вентилятора. Газоходы печи продувают в течение 5—15 мин при перекрытой запорной ап-

паратуре на горелках и открытых рабочих окнах и запальных отверстиях.

При кратковременных перерывах в работе печи, если давление в газопроводах вплоть до горелок сохраняется до 200 Па (20 мм вод. ст.), продувку газопровода можно не производить. Чтобы установить, закончена ли продувка, делают анализ пробы газа, отбираемой из продуваемого газопровода через краник или через запальник. Если смесь горит спокойно, без хлопков, коптящим желтым пламенем, то продувку можно считать законченной. Продувку ведут в такой последовательности: после продувки подводящего газопровода продуваются газопроводы у печей, а затем и газоходы печей.

При наличии в печах рециркуляционных устройств при продувке газоходов для удаления отработанных газов полностью открывают и рециркуляционные устройства перекрывают. После продувки при открытых дымовых заслонках разжигают горелки последовательно одну за другой.

Розжигу предшествуют тщательная проверка и внешний осмотр состояния и плотности газовых коммуникаций, подключенных КИП и шиберов. Перед пуском шибер на трубе открывают, при этом в топке печи должно быть разрежение не менее 20—30 Па (2—3 мм вод. ст.). Вентиляцию производят до момента розжига горелок.

Розжиг ведется в следующем порядке. Зажигают спичкой (при ручном запальнике) газовый запальник и постепенно открывают газовый кран на запальнике. После достижения устойчивого горения запальника его вводят через запальное отверстие в выходное отверстие газовой горелки при закрытых воздушных регистрах или при закрытой воздушной регулировочной шайбе на газовых горелках; после этого постепенно открывают поступление газа в горелку, чтобы он воспламенился. При зажигании газа в горелке следует остерегаться хлопка газа в топке. Если газ в горелке не воспламенился или факел запальника погас, необходимо быстро перекрыть газовые вентили на запальнике и на горелке, удалить запальник из печи, снова тщательно провентилировать печь в течение 3—5 мин и повторить розжиг, предварительно установив причину срыва пламени. Если повторный розжиг в присутствии представителя газовой службы предприятия снова оказался неудачным на данной и других горелках, необходимо выключить подачу газа к печи, открыть свечи безопасности и проверить газовое оборудование печи.

После устойчивого горения газа в горелке постепенно начинают подачу воздуха через воздушные задвижки на двухпроводных горелках и через воздушные регулировочные шайбы на инжекционных горелках. Подачу воздуха увеличивают до тех пор, пока не получается нормальное горение (прозрачное пламя голубоватого цвета); после этого удаляют запальник из топки печи. Производительность горелки следует поддерживать пониженной, пока внутренняя поверхность горелочного тоннеля не станет красной, т. е. не достигнет 700—800° С. При этой температуре не может быть недожога газа, и производительность горелки можно постепенно

увеличивать открытием газового и воздушного вентилей. Необходимо следить за характером сгорания и за давлением природного газа, не допуская его снижения ниже определенного для данного типа горелки значения.

Для увеличения производительности инжекционных горелок увеличивают открытие одного только газового вентиля; для увеличения производительности двухпроводных горелок сперва увеличивают подачу газа, а затем воздуха. При снижении производительности двухпроводных горелок поступают в обратном порядке.

В процессе горения нельзя допускать проскока или отрыва пламени. Если горелка имеет стабилизатор горения, частичный отрыв пламени (воспламенение газа при этом происходит на некотором расстоянии от устья горелки) может быть допущен. Если в результате полного отрыва пламени горелка гаснет, необходимо выключить систему подачи газа, а печь и боров провентилировать, как это было указано ранее. Для предотвращения частичного отрыва пламени необходимо снизить производительность горелки; во избежание проскока пламени в инжекционных горелках, наоборот, нужно увеличить ее производительность, с тем чтобы скорость истечения смеси стала выше скорости распространения пламени.

Для выключения газовых горелок постепенно уменьшают подачу воздуха, а затем газа (на двухпроводных горелках). Горелки выключают по одной, затем закрывают первую задвижку на газопроводе и вторую по ходу газа; после этого открывают свечу, расположенную между обеими задвижками.

Печь продувается воздухом в течение 10—15 мин при открытом шибере на дымовой трубе.

Горелки должны быть немедленно выключены в случае аварии газопровода, прекращения тяги или при недостаточной тяге (разрежении в топке), прекращения подачи электроэнергии и работы вентилятора, падения давления газа ниже минимально допустимого.

Обнаружение мест утечки газа производится при помощи мыльного раствора или газового индикатора. Применение открытого огня для этой цели запрещено. В помещении топочного отделения должна быть обеспечена хорошая вентиляция. Если в помещении обнаружен запах газа, запрещается разжигать печь и включать освещение до вентиляции помещения и полного исчезновения запаха газа.

2. СЖИГАНИЕ ЖИДКОГО ТОПЛИВА И КОНСТРУКЦИЯ ФОРСУНОК

Для обогрева печей используется мазут, а также дизельное, моторное и бытовое топливо, применяемое в печах с рециркуляцией продуктов сгорания.

Особенности сжигания жидкого топлива

Из трех видов мазута — масляный, смазочный и топочный — наибольший интерес как топливо для печей представляет последний. Топочный мазут в значительной части поступает на крекинг-

процесс, после которого как отход производства остается высоко-вязкий крекинг-мазут, также используемый в качестве топлива.

Физическими характеристиками мазута являются: вязкость, температура вспышки и температура застывания.

Вязкость определяется вискозиметрами при определенной температуре (50 или 80° С); вязкость — это отношение времени истечения 200 мл нефтепродукта ко времени истечения того же количества дистиллированной воды при 20° С. Такую вязкость называют условной и обозначают ВУ_t, где *t* — температура, при которой она определена.

Под температурой вспышки понимают температуру, при которой пары нефтепродуктов вспыхивают при приближении открытого пламени. Температурой застывания называют температуру, при которой мазут переходит в твердое состояние.

Мазуты классифицируют по маркам, соответствующим их условной вязкости. Характеристики их приведены в табл. VI—2.

Таблица VI—2

Характеристика мазутов

Характеристики	Марка мазута					
	20	40	60	80	100	200
Условная вязкость ВУ ₅₀	2,5—5	5—8	8—11	11—13	13—15,5	Не нормируется 36
Температура застывания, °С, не выше	5	10	15	20	25	
Температура вспышки в открытом тигле, °С, не ниже	80	100	110	120	125	

Применение в печах более «легких», чем мазут, дизельного, моторного и бытового видов жидкого топлива значительно улучшает условия эксплуатации. Эти виды топлива имеют ряд преимуществ перед мазутом, главное из которых связано с тем, что они менее вязкие. При этом значительно облегчаются условия их транспортирования, не требуется подогрева и сгорания.

По содержанию серы все марки мазута делят на три группы: малосернистые ($S < 0,5\%$), сернистые ($S = 0,5 \div 1\%$), высокосернистые ($S > 1\%$). Наименьшее количество серы (*S*) содержится в нефти Кавказа, Украины и Туркмении, наибольшее количество серы содержится в нефти Волго-Уральского района. Как и в твердом топливе, содержание серы в мазуте нежелательно, так как она вызывает коррозию металла. Особое значение имеет содержание влаги в мазуте: 1% влаги в мазуте снижает теплоту сгорания мазута на 400 кДж/кг. Содержание влаги в мазуте не должно превышать 2% (по ГОСТу). Однако применение острого пара при сливе мазута из цистерн повышает содержание в нем влаги до 10%. Следует учесть, что сжигание влажного мазута сопровождается пульсацией факела и снижением температуры горения.

Теплота сгорания мазута изменяется в пределах $Q_w^p = 38-40$ МДж/кг, снижаясь с увеличением марки мазута.

Жидкое топливо имеет ряд достоинств, и поэтому применение его для обогрева печей весьма желательно, в особенности в тех случаях, когда предприятие не располагает газообразным топливом.

Вопросы сжигания жидкого топлива до настоящего времени все еще недостаточно разрешены, и это приводит к изысканию все новых конструкций форсунок.

Процесс сжигания жидкого топлива значительно сложнее процесса сжигания газа и состоит из следующих стадий: распыливание, испарение капель, пирогенетическое разложение топлива, образование горючей смеси и ее сжигание.

Подготовка жидкого топлива к сжиганию осуществляется двумя основными способами: а) перед воспламенением оно испаряется и тогда топливо горит в парообразном состоянии; б) топливо распыляется на мельчайшие капли, которые при смешивании с воздухом нагреваются главным образом за счет радиации, и затем в процессе горения также испаряются. Первый способ сжигания жидкого топлива не отличается от сжигания газообразного топлива. Этот способ не получил распространения в хлебопекарных и кондитерских печах; он пригоден для жидкого топлива, испаряющегося при температурах более низких, чем температура термического разложения, и не приемлем при использовании низкосортных и дешевых сортов жидкого топлива.

Наибольшее распространение получил второй способ подготовки топлива к сжиганию — распыливание. Тепло, воспринимаемое капельками, вызывает их испарение и крекинг. Поэтому вполне вероятно, что сгорание капель происходит главным образом за счет гомогенных реакций, происходящих между оболочкой горючих паров, окружающих каплю, и кислородом воздуха, который подводится к поверхности оболочки в результате вихревой диффузии, и затем проникает в нее за счет действия молекулярной диффузии.

Светимость пламени жидкого топлива обусловлена наличием раскаленных частиц углерода, образующихся при диффузионном горении испаренных углеводородов, а не излучением нагретых капелек, как это имеет место, например, при факельном сжигании твердого топлива.

Большое значение с точки зрения способа сжигания имеют условия смешения воздуха с потоком испаряющихся капелек. В некоторых форсунках (инжекционных) воздух вовлекается в поток кинетической энергией струи топлива; в других — поток воздуха пересекается струей топлива.

При первом способе необходимо иметь распылитель, который мог бы сообщить струе топлива скорость 150—300 м/с и соответствующую кинетическую энергию. В этом случае смешение воздуха с топливом является относительно медленным процессом, и поэтому факел получается длинным. Расход распылителя здесь невелик. При втором способе (воздушные форсунки) в форсунки подается

40—100% воздуха, необходимого для горения. Кинетическая энергия струи воздуха, выходящей со скоростью около 100 м/с, используется для распыливания топлива. В этих форсунках на процесс смешения затрачивается время, примерно равное времени, необходимому для испарения и сгорания капель жидкого топлива.

Таким образом, основная роль в процессах сжигания жидкого топлива принадлежит распыливанию, тонкость которого изменяется в значительных пределах в зависимости от способа его осуществления.

Вид распыливания	Диаметр каплей, мм
Механическое распыливание, $p=1$ МПа (10 кгс/см ²)	1,56
Воздушное распыливание низкого давления, $p=3,5$ кПа (350 мм вод. ст.)	0,40
Воздушное распыливание среднего давления, $p=15$ кПа (1500 мм вод. ст.)	0,09
Воздушное распыливание высокого давления, $p=0,6$ МПа (6 кгс/см ²)	0,025
Паровое распыливание, $p=0,4$ МПа (до 4 кгс/см ²)	0,03

Из приведенных данных видно, что наиболее грубым является механическое распыливание, наиболее тонкие виды распыливания — воздушное высокого давления и паровое. Наиболее дешевый и распространенный способ распыливания — воздушное низкого давления; наиболее дорогой способ распыливания — воздушное высокого давления.

Существенное влияние на скорость горения оказывает диаметр капли. Чем он меньше, тем в большей степени процесс горения жидкого топлива приближается к процессу горения газообразного топлива, тем более однородной является смесь распыленного топлива с воздухом. При грубом распыливании образуются хлопья сажистого углерода, которые сгорают очень медленно; при этом в дымовых газах содержится значительное количество окиси углерода. Таким образом, основные показатели работы форсунок — длина факела и его температура — зависят от качества распыливания и условий смесеобразования горючего с воздухом.

Имеется ряд формул для определения диаметра капли в зависимости от давления распыливания; однако пользоваться ими следует с осторожностью, так как при одинаковых заданных условиях распыливания диаметры капель, определенные по разным формулам, значительно различаются между собой. Кроме того, по этим формулам определяется средний диаметр капель, а вопрос о фракционном составе распыленной струи и о ее однородности остается открытым. Вместе с тем длина факела определяется содержанием крупных фракций и их диаметром.

Радиусы капель (в мм) могут быть найдены по следующим приближенным формулам:

для механических форсунок

$$r = \frac{0,78}{p},$$

где p — давление распыливаемого мазута, МПа;

для паровых и воздушных форсунок высокого давления

$$r = \frac{1375}{\rho \omega^3},$$

где ρ — плотность окружающей среды;
 ω — относительная скорость капли;

для воздушных форсунок низкого давления

$$r = \frac{700}{p},$$

где p — давление распыливающего воздуха, Па.

Мазут подается к печам самотеком либо под давлением. В первом случае мазут насосом подается из хранилища в бак, расположенный в топочном отделении на высоте 4—5 м; отсюда мазут самотеком направляется к печам. Расходный бак оборудован трубой для спуска осадков и конденсата, фильтром, подогревателем, сливной трубой, предотвращающей переполнение бака, трубой для отвода мазута, показателем уровня и термометром. Недостатками этой схемы являются: возможность возникновения пожара; ограниченная емкость расходных баков, и поэтому нельзя иметь достаточный запас топлива; опасность застывания мазута в трубопроводах, в особенности в периоды остановки печей, когда прекращается подача мазута по трубам. Во избежание застывания мазутные линии прокладывают вместе с паровым спутником в одной изоляции. Мазутопроводы должны быть снабжены дренажными линиями для спуска мазута в периоды длительных остановок.

Более сложной является нагнетательная схема мазутоподачи. Из мазутохранилища, расположенного вне цеха, мазут насосом подается в сеть, где предусмотрена установка подогревателя, фильтров и предохранительного (перепускного) клапана.

Из этих двух схем распределения мазута лучшей следует признать нагнетательную циркуляционную схему, при которой мазут постоянно циркулирует по кольцевому мазутопроводу в количестве, в 3—4 раза превышающем потребность. Мазут, поданный насосом в сеть, из кольца распределяется между печами, а остаток его через регулирующий клапан возвращается в резервуар. При такой схеме мазут равномерно распределяется между отдельными печами и обеспечивается необходимое давление у форсунок печей и в то же время мазут не застывает в трубопроводах.

Мазутохранилище оборудуется питающей и заборной линиями, фильтрами, трубами для возврата мазута, вытяжной и трубой для слива мазута, паровым подогревателем, рассчитанным на нагрев мазута до 70—85°С в зависимости от его марки, измерителем уровня и люком для возможности чистки.

Трубы цеховых мазутопроводов соединяют сваркой; при этом предусматривается возможность слива мазута из линии и продувки ее паром. Трубопроводы должны быть изолированы; скорость движения мазута в них — в пределах до 0,5 м/с. Перед насосами расположены парные фильтры для грубой и тонкой очистки мазута.

Розжиг мазутной топки производится в такой последовательности: в топку печи вносят горящий факел, открывают запорный топливный вентиль и вентиль для поступления воздуха (или пара) в форсунку; затем медленно открывают регулировочный мазутный вентиль. После воспламенения мазута и достижения устойчивого факела поступление воздуха (пара) и мазута постепенно увеличивают до достижения требуемого расхода топлива. Чтобы выключить форсунку, сперва прекращают подачу топлива, а затем воздуха (пара); после этого закрывают запорный топливный вентиль.

В процессе эксплуатации мазутного хозяйства основное внимание должно быть уделено, как указывалось, вопросам очистки мазута, его нагрева как в мазутных основных, так и в расходных баках, а также в мазутопроводах. Существенное влияние на качество распыливания оказывает не только температура мазута, величина которой зависит от марки мазута, но и давление распылителя. При недостаточной температуре мазута и недостаточном давлении распыливания факел получается длинным, коптящим, возможны отложения сажи и копоти не только в топке, но и в газоходах.

Конструкция форсунок

Характеристики форсунок разных типов и область их применения приведены ниже. Наибольший интерес представляют форсунки низкого давления и паровые, нашедшие широкое применение в хлебопекарном и кондитерском производстве.

	Паровые	Воздушные высокого давления	Воздушные низкого давления	Механи- ческие
Давление распылителя перед форсункой—насыщенного или перегретого пара или воздуха, кПа	150—400	200—800	3,5—10 (в среднем 5)	—
Расход распылителя, кг на 1 кг топлива	0,3—0,8	1—1,5	—	—
Давление мазута перед форсункой, кПа	50—150	50—150	50—150	800—1500
Температура мазута перед форсункой, °С (в зависимости от марки)	65—85	65—85	65—85	90—110
Область применения	Малые печи, паровые котлы	Большие промышлен- ные печи (регенеративные)	Промышлен- ные печи, кроме реге- неративных	Печи и котель- ные уста- новки

Форсунки должны обеспечить:

- 1) хорошее распыливание жидкого топлива при малом расходе энергии;
- 2) большие пределы регулирования производительности при сохранении условий, указанных в п. 1;
- 3) требуемую длину факела.

Кроме того, конструкция форсунки должна обеспечить возможность работы ее на горячем воздухе, если в этом возникает необходимость, и удобство эксплуатации (очистка, ремонт, заменяемость частей, работа с малыми коэффициентами расхода воздуха и пр.).

При эксплуатации форсунок низкого давления основное внимание должно быть уделено организации необходимой скорости

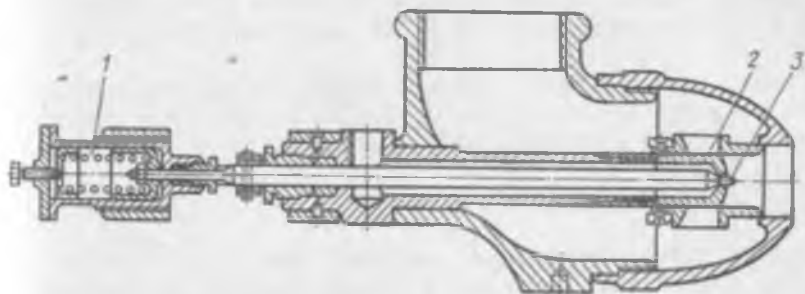


Рис. VI—10. Форсунка А. И. Карбина с сервомотором

воздуха, как основному фактору, определяющему тонкость распыливания. Если при изменении производительности соответственно изменяется и воздушная щель форсунки, то скорость воздуха и его давление не изменяются и качество распыливания лучше по сравнению с форсунками, воздушные щели которых не регулируются. В таких форсунках (с регулируемой воздушной щелью) целесообразно осуществить блокировку подачи воздуха с подачей топлива, как это выполнено в форсунке А. И. Карбина (рис. VI—10), хорошо приспособленной для автоматизации сжигания мазута. Здесь импульс от терморпары, установленной в рабочем пространстве или в топке, подается сервомотору 1, действующему на положение иглы 3 форсунки и одновременно на степень открытия воздушных щелей 2.

В форсунке с постоянной воздушной щелью 2 (рис. VI—11) подача воздуха регулируется задвижкой или поворотной заслонкой на подающем воздухопроводе 1. Качество распыливания, а также пределы регулирования здесь хуже, чем в форсунках с регулируемой щелью.

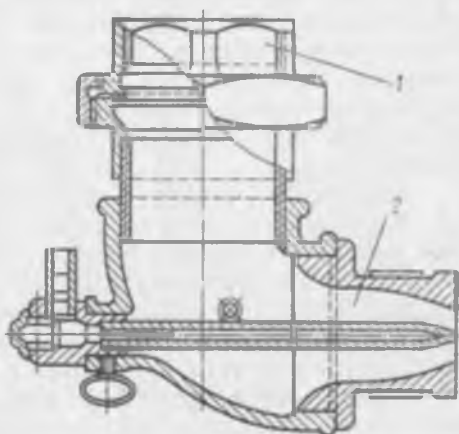


Рис. VI—11. Форсунка низкого давления с постоянным сечением для выхода воздуха

Для сжигания жидкого топлива в хлебопекарных и бисквитных печах, а также в котлах малой мощности применяют форсунки низкого давления марки ОЭН-М. Ствол форсунки состоит из двух концентрических трубок, наконечника и огнеупорной амбразуры. По внутренней трубке подается жидкое топливо, а по кольцевому каналу — пар (в случае аварии дутьевого вентилятора). Воздух под давлением 1,8—2 кПа (180—200 мм вод. ст.) подается через воздушный канал вокруг ствола форсунки. Форсунки ОЭН-М имеют производительность 50—250 кг/ч мазута при давлении 30 кПа.

Даже при тщательном перемешивании мазута с воздухом в форсунках низкого давления длина факела велика. Она значительно больше, чем при сжигании газа. При диаметре сопла d_0 длина мазутного факела

$$l_{\text{ф}} \approx 25d_0.$$

В воздушных форсунках высокого давления основная масса воздуха для горения поступает в камеру сгорания (вторичный воздух), что позволяет его подогреть. В связи с этим для тонкого распыливания мазута требуется создать большие скорости воздуха. Для этого применяют в небольшом количестве распылитель высокого давления. Выше было указано, что в этих форсунках распылитель расходует в количестве 1—1,5 кг на 1 кг мазута. Остальная масса воздуха для горения чаще всего вводится благодаря инжектирующему действию факела либо разрежению в топке.

Для сжигания в печах жидкого топлива с малой вязкостью применяют форсуночные агрегаты различных типов, изготавливаемые в Югославии, НРБ, Италии, ФРГ и других странах. Конструктивно форсуночные агрегаты различных типов аналогичны. Рассмотрим их особенности на примере форсуночного агрегата П-126, устанавливаемого в некоторых печах марки ПХС. Техническая характеристика различных форсуночных агрегатов приведена в приложении.

Форсуночный агрегат печи ПХС (рис. VI—12), предназначенный для сжигания жидкого топлива с малой вязкостью, состоит из прямоструйной форсунки 2 высокого давления, центробежного вентилятора 8 с электродвигателем 10, регуляторов расхода топлива и воздуха 9, высоковольтного трансформатора 1 с запальными свечами 11, коммутирующей аппаратуры и сигнальных устройств.

Форсунка состоит из корпуса с воздушным клапаном 7, вентиля с внутренней трубкой 6, из которой топливо подается в корпус, диффузора 5 с запальным отверстием, цилиндрической насадки 4 и рассекателя пламени 3.

Топливо, поступающее в форсунку, предварительно проходит через регулятор расхода 9 и основной клапан.

Воздух, нагнетаемый вентилятором в корпус форсунки, распыливает струю топлива, в результате чего образуется воздушно-топливная смесь. Последняя загорается от искры запальных свечей, питаемых током напряжением 10 кВ.

Распыленное топливо частично испаряется в цилиндрической насадке и в газообразном состоянии сгорает.

Форсуночный агрегат автоматически регулирует теплопроизво-

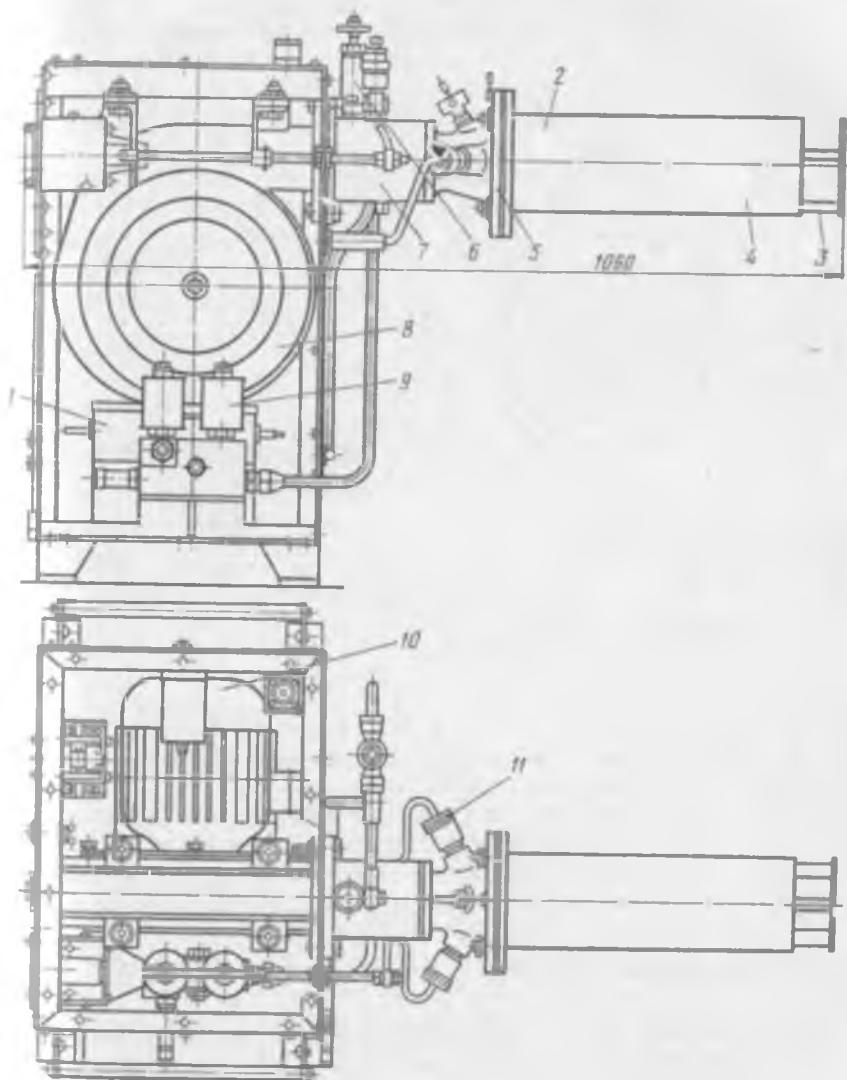


Рис. VI—12. Форсуночный агрегат печи ПХС.

дительность форсунки и поддерживает температуру среды пекарной камеры в заданных пределах. Датчиком первичных импульсов для автоматизации форсуночного агрегата является термopа, установленная в камере смешения. Первичные импульсы через промежуточное реле воздействуют на регулятор расхода топлива и воз-

душный клапан форсунки, переводя работу агрегата на «большой» или «малый» огонь при отклонении температуры в камере смешения от заданного значения. Требующиеся расходы воздуха и топлива для большого и малого огня можно устанавливать при настройке агрегата, для чего предусмотрены специальные регуляторы.

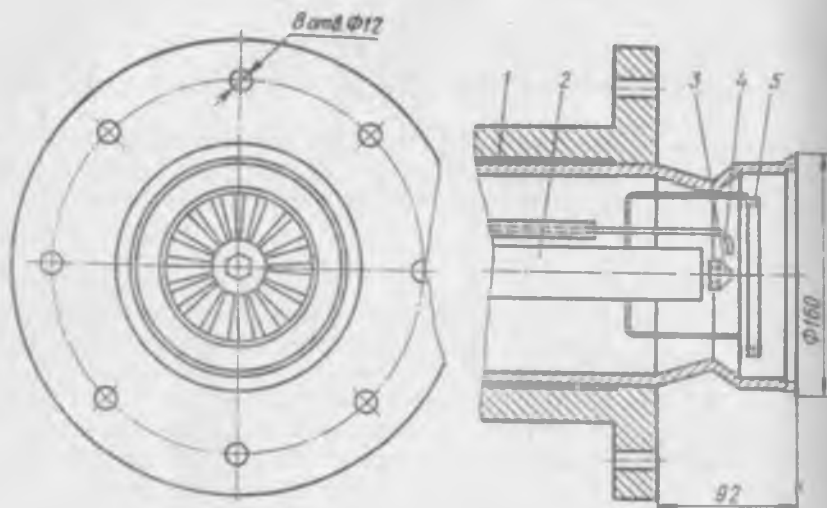


Рис. VI—13. Форсунка печи БН

Форсуночный агрегат может работать и с отключенной автоматической аппаратурой (при ручном регулировании расхода топлива и воздуха и зажигании посредством факела).

На рис. VI—13 приведена форсунка механического распыливания печи БН. Основными узлами ее являются: трубы подачи воздуха 1 и жидкого топлива 2, сопло 3, запальник 4, завихритель 5 (рассекатель) воздуха.

3. СЖИГАНИЕ ТВЕРДОГО ТОПЛИВА

При сжигании или газификации твердое топливо последовательно подвергается ряду процессов: сушке, возгонке летучих веществ, горению и газификации коксового остатка. Общая продолжительность процесса определяется продолжительностью горения коксового остатка или углерода. От интенсивности протекания этой стадии зависит интенсивность процесса горения в целом. Ведущая роль горения углерода определяется еще и тем, что он является главной горючей составляющей почти всех натуральных углей.

Окисление углерода является сложным физико-химическим процессом, скорость протекания которого определяется: а) физи-

ческим процессом переноса кислорода из окружающей среды на поверхность углеродной частицы и дальше внутрь массы частицы; б) скоростью протекания химической реакции окисления углерода. В результате этой химической реакции образуются CO_2 и CO , соотношение между количествами которых зависит от условий протекания реакции окисления углерода. Из этих условий наибольшее значение имеют температура, концентрация кислорода, структура углеродистых частиц, продолжительность контакта углерода и кислорода.

Скорость химической реакции окисления углерода, отнесенная к единице его поверхности, может быть определена по формуле Аррениуса:

$$q_x = k e^{-\frac{E}{RT}} C_F, \quad (\text{VI}-1)$$

где k — постоянная величина, учитывающая число активных встреч молекул кислорода с молекулами углерода;

E — энергия активации;

R — газовая постоянная;

T — температура процесса;

C_F — концентрация кислорода вблизи поверхности углерода.

Скорость физического процесса переноса кислорода из среды к поверхности углерода

$$q = \beta (C_0 - C_F), \quad (\text{VI}-2)$$

где β — коэффициент массообмена кислорода;

C_0 — концентрация кислорода в среде.

Из выражений (VI-1) и (VI-2) можно получить

$$q = \frac{C_0}{R_\phi + R_x} = \beta_{\text{общ}} C_0. \quad (\text{VI}-3)$$

Сопротивления в процессе горения углерода

$$R_\phi = \frac{1}{\beta}; \quad R_x = \frac{1}{k e^{-\frac{E}{RT}}}.$$

Суммарная скорость физико-химического процесса

$$\beta_{\text{общ}} = \frac{1}{R_\phi + R_x}.$$

Коэффициент массообмена путем диффузии

$$\beta = 0,031 \frac{w}{Re^{0,2}} = f(w^{0,8}).$$

Из последнего выражения видно, что коэффициент массообмена пропорционален скорости обтекания w частиц углерода потоком кислорода.

При низких температурах скорость протекания химических реакций мала (R_x велико), а скорость диффузии велика (R_ϕ мало). В этом случае суммарная скорость процесса горения $\beta_{\text{общ}}$ будет за-

висеть от скорости химической реакции окисления углерода. Эта область горения называется кинетической.

Наоборот, при высоких температурах процесса скорость горения определяется скоростью диффузии, так как скорость химической реакции, как это видно из выражения (VI—1), очень велика. Эта область горения называется диффузионной.

В переходной области горения на величину $\beta_{\text{общ}}$ оказывают влияние оба фактора — R_{ϕ} и R_x .

Таким образом, при протекании процесса горения в низкотемпературной области (до 600—700°С) фактором, интенсифицирующим горение, является повышение температуры. В диффузионной области ($t > 800^\circ\text{C}$) влияние температуры относительно невелико и фактором интенсификации процесса горения является увеличение скорости потока.

Сжигание твердого топлива в промышленных печах возможно тремя способами: в слое, факельным и вихревым. Из этих способов применительно к промышленным хлебопекарным и кондитерским печам практическое значение имеет только слоевой процесс горения.

При относительно небольшом расходе топлива и сравнительно невысоких требованиях к экономичности топочных устройств распространение в хлебопекарных и кондитерских промышленных печах получили ручные топки с горизонтальными колосниковыми решетками.

Колосниковая решетка предназначена для равномерной подачи воздуха к топливу и создания условий, обеспечивающих надежность и устойчивость воспламенения топлива. Колосниковые решетки ручных топок собирают из отдельных чугунных элементов — колосников балочного типа или плит. Для подачи воздуха первые имеют продольные щели, образованные боковыми приливами на колосниках, которые имеют щелевидные или круглые проходы. Через зазоры между колосниками, щели или отверстия зола частично проваливается в зольник; остальная масса остается на колосниковой решетке и в виде шлака выгребается через загрузочную дверцу на топочный фронт.

Сечения для прохода воздуха равномерно распределены по плотную решетки, и размеры их зависят от рода сжигаемого топлива, его фракционного состава и способа подачи воздуха под решетку. Отношение суммарной площади сечения отверстий для подачи воздуха к общей площади решетки называется живым сечением решетки (r_0). Величина r_0 изменяется в больших пределах — от 8 до 40%. Решетки с малым живым сечением ($r_0 = 8 \div 10\%$) применяются для сжигания антрацита с принудительной подачей воздуха и имеют круглые отверстия; решетки с живым сечением $r_0 = 10 \div 15\%$ с искусственным дутьем имеют овальные отверстия и предназначены для сжигания бурого и мелкозернистого каменного угля; решетки для сжигания древесины и торфа имеют живое сечение $r_0 = 15 \div 18\%$ при работе с дутьем и $r_0 = 20 \div 40\%$ при работе без дутья.

Балочные и плиточные колосники снабжены вертикальными ребрами для эффективного охлаждения решеток и предохранения их от перегрева. Колосники с малым живым сечением имеют круглые или щелевидные отверстия, сужающиеся кверху. Зона максимальной температуры по высоте слоя находится в месте наибольшего насыщения слоя кислородом воздуха. При сжигании топлив, бедных летучими веществами, например антрацитов, в слое развиваются очень высокие температуры. В этом случае для предохранения решетки от пережога зону максимальных температур отодвигают от поверхности решетки; для этого должна быть создана шлаковая подушка соответствующей толщины. С этой целью применяют решетки с малым живым сечением с коническими отверстиями. Наоборот, при увеличении живого сечения зона максимальной температуры и толщина шлаковой подушки снижаются.

Горизонтальные решетки с ручным обслуживанием имеют существенное достоинство: при загрузке свежей порции топлива на горящий слой воспламенение его происходит весьма эффективно благодаря непосредственному соприкосновению с нижележащим раскаленным слоем и пронизыванию свежего топлива продуктами горения с высокой температурой. Одновременно на свежий слой излучаются значительные количества тепла из топочной камеры. Существенный недостаток ручной загрузки горизонтальной решетки — периодичность загрузки с резко выраженной неравномерностью потребления воздуха в течение периода горения: в начале и в конце процесса горения в дымовых газах содержится значительный избыток неиспользованного воздуха; в середине процесса горения ощущается острая нехватка воздуха.

Таким образом, в стадиях процесса горения с большим избытком воздуха много тепла теряется с уходящими газами, а в периоды нехватки воздуха имеют место повышенные потери тепла от химической неполноты сгорания. Стремление устранить эти и другие недостатки ручного обслуживания при сохранении достоинств горизонтальной решетки с ее универсальностью (возможность сжигания любых видов твердого топлива) привело к созданию ряда новых, более совершенных топочных устройств.

Чтобы освободиться от тяжелого физического труда и осуществить весь процесс горения на более высоком техническом уровне, слоевое сжигание твердого топлива нужно механизировать. Обслуживание слоевого топочного процесса состоит из трех операций: подачи топлива; шурования слоя топлива с подрезкой шлаков; удаления очаговых остатков. Для механизации всех этих трех операций требуются специальные механизмы, в той или иной степени усложняющие топочное устройство, и поэтому применение их не всегда оправдано при умеренном расходе топлива. Поэтому в ряде случаев ограничиваются частичной механизацией отдельных наиболее трудоемких операций.

Для механизации чистки топки и удаления шлаков при сжигании спекающихся углей с легкоплавким шлаком в топках с горизонтальными решетками могут быть применены качающиеся колос-

ники. Поворачиваясь на угол 20—25° около своей оси, такие колосники разрыхляют шлак и сбрасывают часть его в бункер, одновременно способствуя более равномерному распределению воздуха для горения по всему сечению полотна решетки.

При сжигании антрацитов целесообразно применять поворотные колосники, обеспечивающие разрушение сплавленного шлака и его сбрасывание в бункер или шлаковую тележку.

Расчет топок для сжигания твердого топлива сводится к определению площади решетки. Поверхность решетки можно определить по выражению

$$R = \frac{BQ_p}{Q/R},$$

где B — расход топлива, кг/ч;

Q/R — теплонапряжение поверхности решетки (зеркало горения), кВт/м².

Значения Q/R могут быть взяты из табл. VI—3.

Таблица VI—3

Допустимые значения Q/R для топок промышленных печей

Типы топок	Топливо	Теплонапряжение зеркала горения Q/R , кВт/м ²	Потеря тепла от механической неполноты сгорания, %
Ручные полумеханизированные горизонтальные решетки с воздушным дутьем	Несортированный антрацит	465—580	10—14
	Сортированный антрацит	520—640	7—8
	Каменный уголь	557—640	6—8
	Бурый уголь	520—580	9—11
	Подмосковный уголь, кусковой торф	465—580	7—8
То же, без дутья	Дрова	405—520	—

Давление воздуха под решеткой в угольных и антрацитовых топках следует поддерживать в пределах 300—600 Па (30—60 мм вод. ст.), в торфяных и буроугольных топках 150—300 Па (15—30 мм вод. ст.).

При ручном обслуживании длина решетки не должна быть более 2 м и в топках с качающимися колосниками — не более 1,65 м.

Топочный объем рассчитывают по выражению

$$V_t = \frac{BQ_p}{Q/V},$$

Для слоевых топок с неподвижными решетками и ручным обслуживанием теплонапряжение топочного объема $\left(\frac{Q}{V}\right)$ выбирается в пределах 230—300 кВт/м³.

глава VII. РЕЦИРКУЛЯЦИЯ ГАЗОВ И ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ КАМЕР СГОРАНИЯ И СМЕШЕНИЯ В ПЕЧАХ С РЕЦИРКУЛЯЦИЕЙ

Температура продуктов сгорания твердого, жидкого и газообразного топлива на выходе из топок промышленных печей хлебопечкарного и кондитерского производств весьма высока. Так, при сжигании такого высококалорийного топлива, как природный газ, теоретическая температура горения достигает 2000°C , что обуславливает и высокую температуру газов в конце топки. В этом случае наиболее подходящим материалом, который может быть использован для футеровки топки печей, а также для установки, по крайней мере, в первых по ходу движения продуктов сгорания газоходах является огнеупорный (шамотный) кирпич.

Использование кирпича весьма неудобно по многим причинам. В частности, кирпичные печи являются достаточно теплоемкими объектами, так что и разогрев, и переходные процессы в них сравнительно длительны, кирпичные печи сложно устанавливать на перекрытиях зданий, они с трудом поддаются автоматизации и имеют ряд других недостатков.

В связи с широкой тенденцией к механизации и автоматизации современных промышленных предприятий в проекты закладываются тоннельные металлические печи с засыпной изоляцией из минеральной ваты. Они легко вписываются в комплексномеханизированные поточные линии, в силу небольшой тепловой инерционности решают вопрос о переводе предприятий на двух- и односменную работу, легко поддаются автоматизации.

В то же время изготовление печей полностью из металла ставит при проектировании их серьезную задачу, связанную с необходимостью снижения до определенных пределов температуры продуктов сгорания на выходе из топки. С одной стороны, температура греющих газов должна быть допустимой, исходя из требований использования металлических греющих поверхностей, с другой — из требований ведения на определенном температурном уровне технологического процесса (выпечки) в рабочей камере печи.

Одним из самых эффективных средств снижения температуры газов, выходящих из топки, является разбавление их рециркулирующими (отработанными) газами. При этом, в частности, удается добиться снижения до приемлемых значений температуры уходящих из печи газов и тем самым уменьшить потери тепла с уходящими газами.

В связи с тем что тепловая и аэродинамическая работа печей с рециркуляцией продуктов сгорания значительно сложнее, чем печей с полным удалением продуктов сгорания, при проектировании и расчетах таких печей приходится сталкиваться с рядом дополнительных трудностей. Научно обоснованное проектирование новых типов этих печей может быть произведено только на базе четких представлений о своеобразных особенностях их работы.

Совершенно новыми, впервые появившимися в печах с рециркуляцией продуктов сгорания устройствами являются камера сгора-

ния (топка) и камера смешения, в которой происходит перемещение рециркулирующих газов с выходящими из топки продуктами сгорания и таким образом охлаждение последних. Камеры сгорания и смешения являются одним из основных и наиболее сложных устройств печей с рециркуляцией продуктов сгорания. От того, насколько правильно будут спроектированы и рассчитаны эти устройства, во многом зависит надежная и экономичная, а также безопасная работа печи.

1. РЕЦИРКУЛЯЦИЯ ГАЗОВ

Для печных агрегатов с рециркуляционным обогревом характерным является отвод и обратное движение отработанных газов в печное (рабочее) пространство. При рециркуляции продуктов сгорания вентилятор (дымосос) рециркуляции, установленный обычно на выходе газов из печного пространства (из каналов при канальном обогреве рабочей камеры печи), создает разрежение от выхода газов из топки и камеры смешения до всасывающего патрубка вентилятора.

Остальной участок газового тракта — от вентилятора до дымовой трубы и камеры смешения — находится под избыточным давлением, создаваемым вентилятором.

Общие положения

Устойчивость работы рециркуляционного контура определяется наличием устойчивого разрежения на выходе из топки 20—30 Па (2—3 мм вод. ст.), необходимого для удаления из нее продуктов сгорания, и избыточного давления перед дымовой трубой, обеспечивающего удаление через нее продуктов сгорания и присосов воздуха по газовому тракту печи.

Осуществление рециркуляции газов с помощью вентилятора удобно в том отношении, что можно устойчиво поддерживать на входе в рабочее пространство печи заданную температуру, изменяя, если вентилятор подлежит регулировке, объем рециркулирующих газов.

В тех случаях, когда высокая температура рециркулирующих газов не позволяет устанавливать вентилятор, рециркуляция уходящих газов может быть осуществлена за счет инъекции их: либо струей продуктов сгорания, либо подаваемым для сгорания холодным воздухом высокого давления. Такие схемы, однако, не обеспечивают при всех режимах постоянную температуру газов на входе в рабочее пространство печи, так как коэффициент инъекции меняется с изменением режима работы печи. В топках печей, работающих по 1-й схеме, топливо сгорает в условиях низкого парциального давления кислорода, так как холодный воздух разбавлен инертными продуктами сгорания. Это замедляет процесс сгорания и удлиняет факел. При этом чрезмерное количество инертных газов может сделать газоздушную смесь даже невоспламеняющейся.

Однако сгорание топлива в таких условиях позволяет использовать кислород воздуха, поступающего в печь через неплотности, и заменить им часть первичного воздуха. Это уменьшает объем уходящих газов и потерю тепла с уходящими газами. Такие схемы работы в печах хлебопекарного и кондитерского производств распространения пока не получили, однако они имеют ряд преимуществ (описанных выше), которые могут сделать их перспективными к использованию в дальнейшем в печах с рециркуляцией продуктов сгорания.

Некоторое распространение получили схемы рециркуляционного обогрева, в которых по мере охлаждения греющих газов к ним подводится дополнительное тепло, выделяющееся при сгорании природного газа в горелках, расположенных в каналах, в которых движутся греющие газы.

На рис. VII—1 приведена принципиальная схема обогрева печи с рециркуляцией продуктов сгорания.

Топливо подается в форсунку 5. Камера сгорания (топка) 6 представляет собой цилиндр из жаропрочной стали. По наружной поверхности цилиндра омывается рециркулирующими газами, которые нагнетаются рециркуляционным вентилятором (дымососом) 3.

Из камеры сгорания продукты сгорания поступают в камеру смешения 7, где смешиваются с рециркулирующими газами и охлаждаются. Температура смеси обычно составляет 400—600°С. Затем газы по распределительным каналам 8 подводятся к греющим каналам 2 рабочей камеры 1 печи. Отработанные газы поступают в дымовую трубу 4.

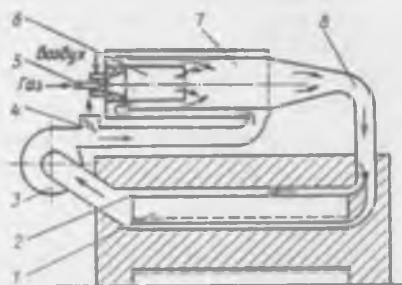


Рис. VII—1. Принципиальная схема рециркуляционного обогрева тоннельной печи

Расчетные уравнения

Для печей с рециркуляцией продуктов сгорания вводится понятие о коэффициенте рециркуляции r , определяемом следующим образом:

$$r = \frac{V_{\text{рц}}}{V_{\text{г.отб}}}, \quad (\text{VII—1})$$

где $V_{\text{рц}}$ — объем газов, м³ на 1 м³ (1 кг) топлива, отбираемых на рециркуляцию;

$V_{\text{г.отб}}$ — объем газов, м³ на 1 м³ (1 кг) топлива, в сечении отбора без учета рециркуляции.

В печах хлебопекарного и кондитерского производств отбор газов на рециркуляцию обычно осуществляется перед дымовой трубой, т. е.

$$V_{г.отб} = V_{yx}, \quad (VII-2)$$

где V_{yx} — объем уходящих газов на единицу топлива, m^3 на $1 m^3$ ($1 kg$).

Тогда

$$r = \frac{V_{pц}}{V_{yx}}, \quad (VII-3)$$

Объем и энтальпия смеси продуктов сгорания и рециркулирующих газов могут быть определены из следующих соотношений:

$$V_{г.пц} = V_{г} + rV_{yx}, \quad (VII-4)$$

$$I_{г.пц} = I_{г} + rI_{yx}. \quad (VII-5)$$

В этих формулах индекс «г» относится к газам в данной точке тракта без рециркуляции. Охлаждением и изменением объема рециркулирующих газов от места отбора до смешения их с продуктами сгорания пренебрегаем (что достаточно точно для печей хлебопекарного и кондитерского производств).

Существуют и другие определения кратности рециркуляции [10]. М. А. Глишков кратность рециркуляции определяет так [11]:

$$k = \frac{V_{г} + V_{pц}}{V_{г}}, \quad (VII-6)$$

где $V_{г}$ — объем продуктов сгорания на выходе из топки, отнесенный к единице сгоревшего топлива, m^3/m^3 ($1 kg$).

И. И. Маклюков и Ф. Г. Шумаев определяют коэффициент кратности рециркуляции следующим образом [8]:

$$k_1 = \frac{V_{pц}}{V_{г}} = k - 1. \quad (VII-7)$$

В этой же работе вводится величина, называемая коэффициентом отбора,

$$M = \frac{V_{pц}}{V_{pц} + V_{yx}}. \quad (VII-8)$$

Из соотношений (VII-1) — (VII-8) можно установить связь между определенными различным образом кратностями рециркуляции.

Из соотношений (VII-3) и (VII-7) следует, что

$$\frac{1}{r} = \frac{1}{k_1} + \frac{(\alpha_{yx} - \alpha_{г})V^0}{V_{pц}}, \quad (VII-9)$$

где α_{yx} и $\alpha_{г}$ — соответственно коэффициенты избытка (расхода) воздуха в уходящих газах и на выходе из топки;
 V^0 — объем воздуха, m^3 , необходимый для сгорания единицы топлива, при $\alpha_{г} = 1$;

$(\alpha_{yx} - \alpha_{г})V^0 = \Delta\alpha V^0 = V_{прс}$ — величина присосов воздуха в газовом тракте печи, m^3/m^3 ($1 kg$).

Из соотношений (VII—3) и (VII—8)

$$M = \frac{r}{r+1} \quad (\text{VII—10})$$

В соответствии с определением коэффициент рециркуляции представляет собой коэффициент пропорциональности в балансе воздуха и энтальпий в камере смешения. При подаче рециркулирующих газов в камеру смешения, пренебрегая при этом тепловыми потерями (что, как было отмечено выше, достаточно точно для печей хлебопекарного и кондитерского производств), имеют место следующие соотношения:

$$r(\alpha_{yx} - \alpha_p) = \alpha_p - \alpha_t; \quad (\text{VII—11})$$

$$r(I_p - I_{yx}) = Q_p^p - I_p, \quad (\text{VII—12})$$

где α_p — коэффициент расхода воздуха в газах на выходе из камеры смешения (в рабочих газах на входе в рабочее пространство печи);
 I_p и I_{yx} — соответственно энтальпии рабочих и уходящих газов, кДж/м³ (кг);
 Q_p^p — низшая теплота сгорания рабочей массы топлива, кДж/м³ (кг).

Область, в пределах которой целесообразна рециркуляция продуктов сгорания, установлена М. А. Глинковым. Применительно к условиям теплообмена в печах хлебопекарного и кондитерского производств его результаты развиты в работе [11].

Интенсивность теплоотдачи конвекцией q_k в установившемся режиме (которая имеет преобладающее значение в сложном теплообмене в каналах печей с рециркуляцией продуктов сгорания) определяется из соотношения

$$q_k = \alpha \Delta t, \quad (\text{VII—13})$$

где α — коэффициент конвективной теплоотдачи, кВт/(м²·К);
 Δt — разность температур между продуктами сгорания и тепловоспринимающими поверхностями каналов печей.

При этом, очевидно, рециркуляция будет эффективна, если вызванное ею увеличение коэффициента теплоотдачи конвекцией α будет больше, чем уменьшение температурного напора Δt вследствие охлаждения продуктов сгорания рециркулирующими газами, т. е.

$$\frac{\alpha_1}{\alpha} > \frac{\Delta t}{\Delta t_1}, \quad (\text{VII—14})$$

где индекс «1» относится к режиму работы печи при наличии рециркуляции. Величины без индексов относятся к режиму с полным удалением продуктов сгорания.

При наличии рециркуляции коэффициент теплоотдачи конвекцией α_1 за счет увеличения скорости греющих газов возрастает по сравнению с коэффициентом α при отсутствии рециркуляции. Это увеличение определяется отношением

$$\frac{\alpha_1}{\alpha} = k^{0,8}, \quad (\text{VII—15})$$

Обозначив через Q количество тепла, фактически переданное поверхности нагрева, а через $Q_{\max}$ — предельное количество тепла, которое можно передать поверхности нагрева за то же время, если температура газов на выходе из рабочего пространства печи, уходящих газов t_{yx} , станет равной температуре поверхности нагрева, из уравнения (VII—13) в результате последовательных его преобразований можно получить следующее соотношение:

$$\frac{Q}{Q_{\max}} = \frac{1}{1 + \frac{1}{k [\exp(Ak^{-0.2}) - 1]}} \quad (\text{VII—16})$$

где A — комплексная величина, составленная из постоянных величин.

Расчеты по формуле (VII—16) показывают, что при увеличении кратности рециркуляции k конвективная теплоотдача возрастает вначале быстро, а затем медленнее. Функция $Q/Q_{\max} = t(k)$ не имеет максимума. Это свидетельствует о том, что рост коэффициента теплоотдачи конвекцией в результате увеличения объемного расхода (скорости) греющих газов идет быстрее, чем уменьшается температурный напор.

Для анализа различных схем рециркуляции продуктов сгорания предложены специальные номограммы в таких координатах: энтальпия i (в кДж/м³) — объем газов V (в м³).

Эти номограммы построены, исходя из следующих соображений. Тепло, выделяющееся при охлаждении продуктов сгорания в топке и в камере смешения до температуры рабочих газов t_p , равняется теплу, воспринимаемому рециркулирующими газами при подогреве их до этой же температуры t_p , т. е.

$$V_T (i_T - i_p) = V_{pc} (i_p - i_{yx}) = q. \quad (\text{VII—17})$$

где V_T и V_{pc} — доли топочных и рециркулирующих газов в смеси газов на входе в рабочее пространство печи;

$$V_T + V_{pc} = 1;$$

i — энтальпия 1 м³ газа.

Тепло, отдаваемое газами в рабочем пространстве печи,

$$V_T (i_T - i_{pc}) = 1 (i_p - i_{pc}), \quad (\text{VII—18})$$

так как $i_{pc} = i_{yx}$.

Графическая интерпретация уравнения (VII—17) показана на i — V -диаграмме, приведенной на рис. VII—2. Заштрихованные равновеликие прямоугольники характеризуют левую и правую части уравнения, т. е. теплообмен продуктов сгорания и рециркулирующих газов. Соотношения размеров этих прямоугольников могут быть различными в зависимости от энтальпии и объема топочных газов (i_T , V_T). Если, например, энтальпия рециркулирующих газов вследствие тепловых потерь понижается до i_{pc} , то для компенсации этих потерь доля топочных газов в смеси должна увеличиваться до V_{T1} в соответствии со следующим равенством:

$$(V_{T1} - V_T) (i_T - i_{pc}) = (1 - V_{T1}) (i_{pc} - i_{pc1}). \quad (\text{VII—19})$$

$$\Delta S_{\tau} = - \frac{q}{T'_{\tau}}, \quad (\text{VII-21})$$

где знак минус перед дробью показывает, что тепло отводится от продуктов сгорания.

Аналогично изменение энтропии рециркулирующих газов при нагревании их от температуры T_{pc} до T_p с некоторой средней температуры T_p^*

$$\Delta S_{\text{pc}} = \frac{q}{T_p^*}. \quad (\text{VII-22})$$

Из уравнений (VII-21) и (VII-22), суммируя их, можно получить общее изменение энтропии 1 м³ смеси газов при перемешивании продуктов сгорания и рециркулирующих газов:

$$\Delta S_p = \Delta S_{\text{pc}} + \Delta S_{\tau} = q \left(\frac{1}{T_p^*} - \frac{1}{T'_{\tau}} \right). \quad (\text{VII-23})$$

Так как $T'_{\tau} > T_p^*$, то $\frac{1}{T_p^*} > \frac{1}{T'_{\tau}}$ и $\Delta S_p > 0$.

Таким образом, при смешении топочных и рециркулирующих газов увеличивается энтропия системы, что соответствует обесцениванию тепла продуктов сгорания. При этом резко снижаются температура и излучательная способность греющих газов. Для компенсации этого и сохранения необходимой интенсивности теплопередачи в рабочую камеру печи греющие газы перемещаются с помощью вентилятора рециркуляции со значительными скоростями. При этом увеличивающаяся теплоотдача при вынужденной конвекции компенсирует уменьшение лучистой теплоотдачи.

Стремление к повышению скорости греющего газа в рабочем пространстве печи находится в противоречии с тем фактом, что пропорционально третьей степени объемного расхода газа увеличивается расход энергии на привод рециркуляционного вентилятора. (В этом заключается один из недостатков печей хлебопекарного и кондитерского производств с рециркуляцией продуктов сгорания: в отличие от печей с полным удалением продуктов сгорания, в которых для перемещения греющих газов в каналах в большинстве случаев достаточной оказывается естественная тяга, при рециркуляционном обогреве на печах устанавливают вентилятор для принудительного перемещения греющих газов.) Это увеличение расхода энергии необходимо для компенсации возрастания энтропии греющих газов в процессе перемешивания продуктов сгорания и рециркулирующих газов в камере смешения печей хлебопекарного и кондитерского производств с рециркуляцией продуктов сгорания.

2. ТЕПЛОВЫЕ РАСЧЕТЫ КАМЕР СГОРАНИЯ И СМЕШЕНИЯ

Описанная ниже методика расчета основывается на исследованиях, проведенных в ОНИЛ по хлебопекарным и кондитерским печам КТИПП [11].

Экспериментальные соотношения

При проведении исследований на природном газе расход его составлял 11,3—23,4 м³/ч. В результате выполненного пирометрирования в разных точках камеры сгорания (топки) была установлена зависимость безразмерной температуры $\frac{T_y}{T_{гор}}$ от $\pi_1'' = \text{Во}^{-1}$:

$$\frac{T_y}{T_{гор}} = f(\pi_1'') = f\left(\frac{H_d \sigma_0 T_{гор}^3}{BV_d c_{y,гор}}\right), \quad (\text{VII—24})$$

где Во — критерий Больцмана;
 $T_{гор}$ и T_y — теоретическая температура горения и температура продуктов сгорания в конце топки, К;
 H_d — эффективная лучевоспринимающая поверхность топки, м²;
 $\sigma_0 = 5,7 \cdot 10^{-8}$ — постоянная излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴);
 $V_d c_{y,гор}$ — средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания, полученных при сжигании единицы топлива, в интервале температур $t_{гор} - t_y$, кДж/(К·м³).

Опыты по установлению зависимости (VII—24) были выполнены для интервала значений $\pi_1'' = 2,57 \div 5,33$, и результаты их графической обработки представлены на рис. VII—3.

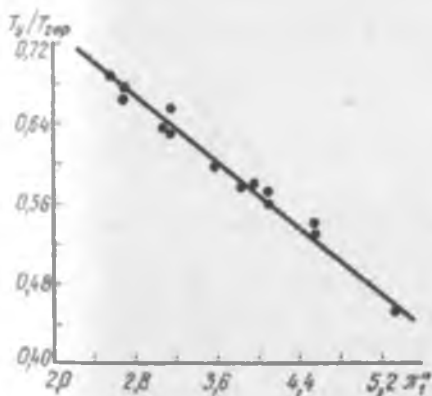


Рис. VII—3. Зависимость температуры продуктов сгорания $\frac{T_y}{T_{гор}}$ в конце камеры сгорания печи БН от параметра π_1'' (топливо — природный газ)

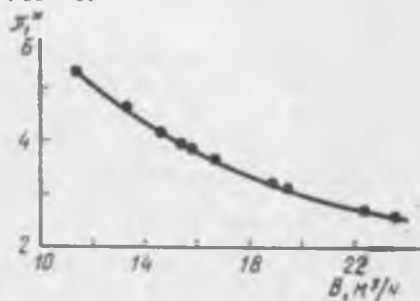


Рис. VII—4. Зависимость параметра π_1'' от расхода природного газа в камере сгорания печи БН

На рис. VII—4 представлен график зависимости $\pi_1'' = f(B)$ для условий опытов.

На рис. VII—3 можно видеть, что в рассматриваемом интервале значений π_1'' точки хорошо укладываются на прямую, уравнение которой записывается в таком виде:

$$\frac{T_y}{T_{гор}} = 0,87 - 0,074\pi_1. \quad (\text{VII}-25)$$

Из этого выражения можно определить T_y , принимая по рис. VII-4 π_1 в зависимости от расхода природного газа B . Исследованная топка имела внутренний диаметр $d_1=0,34$ м и длину $l_T=0,8$ м. Таким образом, сечение топки $f_T=0,0914$ м² и объем $V_T=0,073$ м³. Так как опыты выполнялись при переменном расходе природного газа, то соответственно увеличению B увеличивались напряжения поперечного сечения и объема топки в пределах:

$$q_f = \frac{BQ_H^P}{f_T} = 1,2 \div 2,5 \text{ МВт/м}^2;$$

$$q_v = \frac{BQ_H^P}{V_T} = 1,51 \div 3,14 \text{ МВт/м}^3.$$

Значения q_f и q_v могут быть представлены в зависимости от первого режимного параметра приближенными уравнениями:

$$q_f = 3,6 - 0,47\pi_1 \text{ МВт/м}^2; \quad (\text{VII}-26)$$

$$q_v = 4,5 - 0,587\pi_1 \text{ МВт/м}^3. \quad (\text{VII}-27)$$

Принимая величину π_1 , можно, пользуясь выражениями (VII-26) и (VII-27), определить сечение топки $f_T = \frac{BQ_H^P}{q_f}$, ее диаметр

d_1 и объем $V_T = \frac{BQ_H^P}{q_v}$; отношение этих двух величин V_T и f_T равно длине топки l_T .

По найденным размерам топки (камеры сгорания) определяется ее поверхность нагрева $H_1 = \pi d_1 l_T$.

Исследования камеры сгорания на жидком топливе (печь БН-25) были выполнены в относительно узком интервале расхода топлива $B=14 \div 16,2$ кг/ч или соответственно $\pi_1 = 3,78 \div 3,27$.

В указанном интервале значений B (или π_1) отношение $\frac{T_y}{T_{гор}} = 0,535 \div 0,576$, причем нижний предел этого отношения соответствовал $B=14$ кг/ч, а верхний $B=16,2$ кг/ч. Таким образом, при $T_{гор}=2048$ К ($\alpha=1,25$) пределы изменения T_y составляли 1095—1179 К, т. е. они также невелики.

Сопоставим эти данные с $\frac{T_y}{T_{гор}}$ для природного газа при тех же значениях π_1 [см. формулу (VII-25)]: при $\pi_1 = 3,27$ ($B=16,2$ кг/ч) $\frac{T_y}{T_{гор}} = 0,87 - 0,074\pi_1 = 0,87 - 0,074 \cdot 3,27 = 0,628$; при $T_{гор}=1973$ К для природного газа $T_y = 0,628 \cdot 1973 = 1240$ К. При этом значении π_1 для жидкого топлива $T_y = 1179$ К.

Для природного газа при $\pi_1^* = 3,78$ ($B=14$ кг/ч) $\frac{T_y}{T_{гор}} = 0,87 - 0,074 \cdot 3,78 = 0,59$ и $T_y = 0,59 \cdot 1973 = 1165^\circ \text{C}$; для жидкого топлива при том же π_1^* температура $T_y = 1095$ К.

Таким образом, при одинаковых значениях π_1^* при сжигании жидкого топлива T_y меньше, чем при сжигании природного газа. Объясняется это тем, что при мало отличающихся значениях $T_{гор}$ для того и другого топлива степень черноты (и теплоотдача) светящегося факела при сжигании жидкого топлива имеет значительно более высокое значение, чем для газа.

Методика расчета

Рассмотрим теплообмен в топке. Расчетная схема камер сгорания и смешения представлена на рис. VII—5.

Продукты сгорания со средней температурой в топке $\bar{T}_{д.т}$ частично отдают свое тепло через стенку со средней температурой $\bar{T}_{с.т}$ рециркулирующему газу в рубашке, повышая его температуру от T_p при входе в топочную зону до $T_p^* = T_p$ при входе в камеру смешения; часть тепла отдается от внутренней стенки излучением промежуточной ($\bar{T}_{с.т}^{пр}$), затем наружной стенке ($\bar{T}_{с.с}$) и в окружающую среду; оставшаяся часть тепла излучается продук-

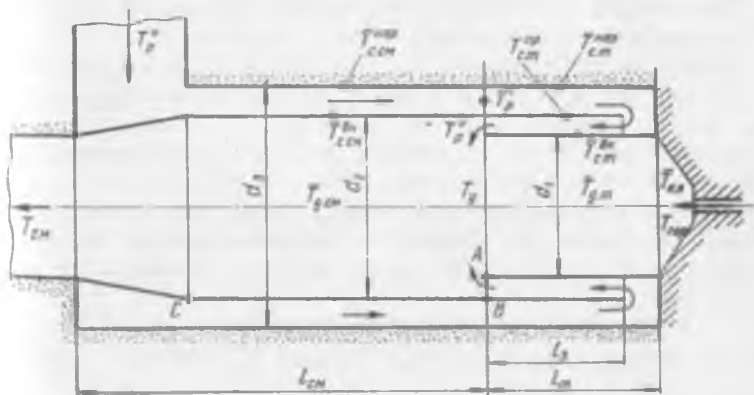


Рис. VII—5. Расчетная схема камер сгорания и смешения печи БН

тами сгорания из топки в камеру смешения. В этой последней продукты сгорания из топки с температурой T_y смешиваются с рециркулирующими газами, имеющими температуру T_p ; в результате этого получается газовая смесь с температурой $T_{см}$, поступающая затем в печь. Одновременно получающаяся смесь газов отдает тепло через внутреннюю обечайку ($\bar{T}_{с.см}^{вн}$) рецирку-

лирующему газу, повышая его температуру от T_p^0 до T_p^* , а также излучением между внутренней и внешней обечайками ($T_{с.см}^{нар}$) и в окружающую среду.

В общем случае в установке имеет место сложный теплообмен:

1) излучение между продуктами сгорания и смесью топочных и рециркулирующих газов, каждый из которых имеет свою степень черноты, с одной стороны и с другой — излучение твердыми поверхностями;

2) конвекция между твердыми поверхностями и газами.

Теплообмен в топке может быть рассчитан двумя методами.

1. Тепло, переданное через внутреннюю обечайку топки, определяется по разности между энтальпией продуктов сгорания в топке и теплом, излучаемым из камеры сгорания в камеру смешения.

Недостатком этого метода является трудность расчета теплообмена излучения между топкой и камерой смешения. В этом теплообмене участвуют газообразные продукты (в топке и в камере смешения), а также твердые ограждающие поверхности. Поэтому нужно принять среднюю температуру в топке и в камере смешения для того, чтобы температуры двух излучателей в каждой из них заменить одной эффективной температурой, являющейся средней температурой топки $\bar{T}_t$ и температурой камеры смешения $\bar{T}_{см}$. Вторая трудность состоит в определении коэффициента излучения между ними.

2. Рассчитывается теплообмен между продуктами сгорания в топке и внутренней обечайкой: тепло, излучаемое из топки в камеру смешения, определяется по разности между энтальпией продуктов сгорания в топке и теплом, переданным внутренней обечайке.

Приводим второй метод расчета теплообмена в топке, так как он дает более точные результаты.

Уравнение теплопередачи к стенке топки при установившемся тепловом состоянии, отнесенное к 1 м^2 внутренней поверхности обечайки топки, может быть представлено в общем виде следующим образом:

$$q_T^E = q_{к.т}^E + q_{изл.т}^E + q_{рас}^E + q_{кл}^E = q_{к.с}^P + q_{изл.с}^P + q_{с.т}^{см} + q_6^T, \quad (\text{VII}-28)$$

где q_T^E — поверхностная плотность теплового потока из топки на внутреннюю стенку;

$q_{к.т}^E$ — тепло, переданное конвекцией продуктами сгорания в топке той же стенке;

$q_{изл.т}^E$ — тепло, переданное излучением продуктов сгорания в топке стенке;

$q_{рас}^E$ — тепло рассеяния при горении, полученное стенкой топки;

$q_{кл}^E$ — тепло излучения кладки фронта на стенку топки;

$q_{к.с}^P$ — тепло, переданное конвекцией стенками топки рециркулирующему газу;

$q_{изл.с}^P$ — тепло, переданное излучением стенками топки рециркулирующему газу;

$q_{ст.т}^{см}$ — тепло, переданное внутренней обечайкой топki в камеру смешения излучением;

$q_5^т$ — потеря тепла в окружающую среду топкой.

Тепло, переданное конвекцией продуктами сгорания в топке внутренней стенке,

$$q_{к.т}^c = \alpha_{к.т} (\bar{t}_{д.т} - \bar{t}_{ст.т}^{вн}), \quad (VII-29)$$

где $\alpha_{к.т}$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией от топочных газов к внутренней обечайке, Вт/(м²·К); определим его по приближенной формуле

$$\alpha_{к.т} \approx 3,5 \frac{w_0^{0,8}}{d_{вн}^{0,25}}, \quad (VII-30)$$

где w_0 — скорость газов в топке и $d_{вн}$ — диаметр внутренней обечайки топki;

$\bar{t}_{д.т}$ и $\bar{t}_{ст.т}^{вн}$ — средние температуры продуктов сгорания в топке и внутренней обечайки.

Тепло, переданное излучением продуктов сгорания в топке стенке,

$$q_{изл.т}^c = a_d a_m C_0 [(0,01 \bar{T}_{д.т})^4 - (0,01 \bar{T}_{ст.т}^{вн})^4], \quad (VII-31)$$

где a_d и a_m — расчетная степень черноты продуктов сгорания в топке и эффективная степень черноты внутренней обечайки;

$C_0 = 5,7$ — коэффициент излучения абсолютно черного тела, Вт/(м²·К⁴).

Средняя эффективная температура продуктов сгорания в топке

$$\bar{T}_{д.т} = \sqrt{\beta T_{гор} T_y},$$

где β — коэффициент смесеобразования (А. В. Кавадерева), зависящий от условий смешения газа и топлива;

$T_{гор}$ — теоретическая температура горения;

T_y — температура продуктов сгорания при выходе из камеры сгорания.

Количество тепла, соответствующее разности энтальпий продуктов сгорания при теоретической и максимальной ($T_{макс} = \beta T_{гор}$) температурах горения, рассеивается в процессе горения и частично воспринимается стенками топki площадью H_1 соответственно доле H_1 в сумме $H_1 + H_2$ ($k = \frac{H_1}{H_1 + H_2} = 0,25 \div 0,3$); остальная часть тепла отдается стенкам камеры смешения H_2 .

Таким образом,

$$q_{рас}^c = k \frac{BV_d}{H_1} (c_{гор} t_{гор} - c_{макс} t_{макс}) = \frac{BV_d}{H_1 + H_2} (c_{гор} t_{гор} - c_{макс} t_{макс}), \quad (VII-32)$$

где V_d — объем продуктов сгорания, полученный при сжигании единицы топлива при α_t .

Величина

$$q_{кл}^c = (1 - a_d) \bar{\varphi}_{кл} C_{пр} [(0,01 \bar{T}_{кл})^4 - (0,01 \bar{T}_{ст.т}^{вн})^4], \quad (VII-33)$$

где $\bar{\varphi}_{кл}$ — угловой коэффициент внутренней обечайки топki на кладку фронта; $\bar{T}_{кл}$ — средняя температура кладки.

Выражения (VII-29) и (VII-31), (VII-32) и (VII-33) отнесены к 1 м² внутренней обечайки. Теплоотдача конвекцией ре-

циркулирующему газу, а также излучение происходят в пределах топки с четырех поверхностей, образованных двумя кольцевыми каналами между внутренней, промежуточной и внешней обечайками.

Относя сумму этих четырех поверхностей в топочной зоне к 1 м² внутренней обечайки при одинаковой их длине, получаем

$$\frac{H_2 + 2H_3 + H_1}{H_1} = \frac{d_2 + 2d_3 + d_1}{d_1}$$

либо при $d_3 + d_1 \approx 2d_2$

$$\frac{H_2 + 2H_3 + H_1}{H_1} \approx 4 \frac{d_2}{d_1}.$$

Таким образом, интенсивность теплового потока, переданного конвекцией рециркулирующему газу, может быть записана в таком виде:

$$q_{\text{к.с}}^{\text{р}} = 4 \frac{d_2}{d_1} \alpha_{\text{к.р}} (\bar{i}_{\text{с.т}}^{\text{пр}} - \bar{i}_{\text{р.т}}), \quad (\text{VII-34})$$

где $\alpha_{\text{к.р}}$ — коэффициент теплоотдачи конвекцией рециркулирующему газу;
 $\bar{i}_{\text{с.т}}^{\text{пр}}$ — средняя температура промежуточной обечайки в пределах топки;

$$\bar{i}_{\text{с.т}}^{\text{пр}} \approx \frac{\bar{i}_{\text{с.т}}^{\text{вн}} + \bar{i}_{\text{с.т}}^{\text{нар}}}{2},$$

$\bar{i}_{\text{р.т}}$ — средняя температура рециркулирующих газов, омывающих топку.
 Коэффициент теплоотдачи $\alpha_{\text{к.р}}$ определяется по формуле

$$\text{Nu} = 0,023 \left(\frac{d_2}{d_1} \right)^{0,45} \text{Re}_f^{0,8} \text{Pr}_f^{0,4},$$

где d_2 и d_1 — внутренний и внешний диаметры труб, образующих канал;
 индексы f при критериях показывают, что критерии рассчитываются при температуре среды.

Интенсивность теплового потока, излучаемого стенами в рециркулирующий газ,

$$q_{\text{изл.с}}^{\text{р}} = 4 \frac{d_2}{d_1} a_{\text{р}} a_{\text{м}} C_0 \left[\left(\frac{\bar{T}_{\text{с.т}}^{\text{вн}} + \bar{T}_{\text{с.т}}^{\text{нар}}}{2 \cdot 100} \right)^4 - (0,01 \bar{T}_{\text{р.т}})^4 \right], \quad (\text{VII-35})$$

где $a_{\text{р}}$ — расчетная степень черноты рециркулирующего газа.

Тепловой поток, излучаемый стенами топки поверхностью H_1 на внутреннюю поверхность стен камеры смещения H_2 , отнесенный к 1 м² внутренней обечайки топки,

$$q_{\text{с.т}}^{\text{см}} = (1 - a_{\text{д.см}}) \bar{\varphi}_{\text{т}} \frac{H_2}{H_1} C_{\text{пр}} \left[(0,01 \bar{T}_{\text{с.т}}^{\text{вн}})^4 - (0,01 \bar{T}_{\text{с.т}}^{\text{вн}})^4 \right], \quad (\text{VII-36})$$

где $a_{\text{д.см}}$ — средняя степень черноты продуктов сгорания в топке и газовой смеси в смесительной камере;

$\bar{\varphi}_{\text{т}}$ — угловой коэффициент системы стены топки — стены камеры смещения*.

* Учитывая размеры топки, при определении $\bar{\varphi}_{\text{т}}$ излучение топочных стен может быть заменено излучением выходного сечения топки с температурой $\bar{T}_{\text{с.т}}^{\text{вн}}$.

Из формул (VII—29), (VII—31), (VII—36) находим общее уравнение теплообмена в топке с внутренней обечайкой:

$$\begin{aligned}
 q_T^c = & \alpha_{к.т} (\bar{t}_{д.т} - \bar{t}_{с.т}^{\text{вн}}) + a_d a_m C_0 [(0,01 \bar{T}_{д.т})^4 - (0,01 \bar{T}_{с.т}^{\text{вн}})^4] + \\
 & + K \frac{BV_d}{H_1} (c_{гор} t_{гор} - c_{манс} t_{манс}) + (1 - a_d) \bar{T}_{нд} C_{пр} [(0,01 \bar{T}_{нд})^4 - \\
 & - (0,01 \bar{T}_{с.т}^{\text{вн}})^4] = 4 \frac{d_2}{d_1} \left\{ \alpha_{п.р} \left(\frac{\bar{t}_{с.т}^{\text{вн}} + \bar{t}_{с.т}^{\text{нр}}}{2} - \bar{t}_{р.т} \right) + a_p a_m C_0 \times \right. \\
 & \times \left[\left(\frac{\bar{T}_{с.т}^{\text{вн}} + \bar{T}_{с.т}^{\text{нр}}}{2 \cdot 100} \right)^4 - (0,01 \bar{T}_{р.т})^4 \right] \left. \right\} + (1 - a_{д.см}) \bar{\varphi}_T \frac{H_2}{H_1} C_{пр} \times \\
 & \times [(0,01 \bar{T}_{с.т}^{\text{вн}})^4 - (0,01 \bar{T}_{с.см}^{\text{вн}})^4] + q_5^T.
 \end{aligned} \quad (\text{VII—37})$$

Полученное уравнение теплообмена (VII—37) в камере сгорания трудно решить, так как в нем неизвестными являются следующие величины: средняя температура рециркулирующих газов в зоне топки ($\bar{T}_{р.т}$, $\bar{t}_{р.т}$); искомая средняя температура внутренней обечайки топки ($\bar{T}_{с.т}$, $\bar{t}_{с.т}$) и температура внутренних стен камеры смешения $\bar{T}_{с.см}^{\text{вн}}$. Следует также иметь в виду и то обстоятельство, что расчетная степень черноты продуктов сгорания a_d в свою очередь является функцией температур $\bar{T}_{д.т}$ и $\bar{T}_{с.т}^{\text{вн}}$, а степень черноты рециркулирующих газов $a_p = f(\bar{T}_{с.т}^{\text{вн}}, \bar{T}_{р.т})$. Что касается величины $\bar{t}_{с.т}^{\text{нр}}$, то при непосредственных измерениях она оказалась равной 400°С (в целях упрощения эта величина может быть введена в конкретный расчет). Сложность прямого решения уравнения (VII—37) приводит к необходимости его решения в два приема — предварительное и окончательное.

После определения $\bar{T}_{с.т}^{\text{вн}}$ может быть найдена плотность теплового потока q_T^c и количество тепла, переданного через всю поверхность H_1 внутренней обечайки:

$$Q_T^c = q_T^c H_1. \quad (\text{VII—38})$$

На нагрев рециркулирующего газа в топочной зоне расходуются тепло

$$Q_T^p = Q_T^c - H_1 q_5^T.$$

Учитывая незначительность потерь q_5^T топочной зоной в окружающую среду при тщательной теплоизоляции, можно этими потерями пренебречь. Приращение температуры рециркулирующего газа в рассматриваемой зоне

$$\Delta t_p^* = \frac{Q_T^p}{BV_{\alpha_p} c_p} = t_p^* - t_p^*.$$

В результате определения температурного поля в прямоточной камере смешения [11] были получены данные, приведенные в табл. VII—1 и на рис. VII—6.

Распределение температур (в °C) по длине камеры смешения

Таблица VII—1

Показатели	Расстояние от выходного сечения топки до данного сечения, мм				
	200	400	600	800	1000
Максимальная температура по оси	790	630	545	485	470
Минимальная температура у образующей камеры смешения	370	410	435	435	445
Максимальная разность температур по сечению	420	220	110	50	25
Средняя температура по сечению (по температурным полям)	612	534	471	465	459

При проведении опыта, при котором найдено распределение температур (см. табл. VII—1), расход природного газа $B=19 \text{ м}^3/\text{ч}$ при $V_d=13,01 \text{ м}^3/\text{м}^3$, $t_p=315^\circ \text{C}$; $t_y=1000^\circ \text{C}$; объем рециркулирующих газов на 1 м^3 природного газа $V_p=69 \text{ м}^3$. Практически полное перемешивание продуктов сгорания, выходящих из топки, с рециркулирующими газами достигнуто на длине около 1,3 м от устья топки (см. рис. VII—6). В испытанной камере отношение

$$\left(\frac{l}{d}\right)_{\text{см}} = \frac{1,3}{0,505} = 2,58.$$

Рис. VII—6. Распределение температуры по длине камеры смешения печи БН на природном газе

В этом опыте средняя температура смеси по длине камеры смешения $t_{\text{см}} \approx 534^\circ \text{C}$ (807 K). Объем камеры полного смешения продуктов сгорания и рециркулирующих газов

$$V_2 = 0,785 d_2^2 l_{\text{см}}; V_2 = 0,785 \cdot 0,505^2 \cdot 1,3 = 0,26 \text{ м}^3.$$

Продолжительность пребывания газов в смесительной камере прямоточного типа в условиях опыта

$$\tau = \frac{V_2 \cdot 273 \cdot 3600}{B(V_d + V_p) T_{\text{см}}}; \tau = \frac{0,26 \cdot 273 \cdot 3600}{19(13,01 + 69) 807} = 0,2 \text{ с}.$$

Эта величина получена в одном опыте данной серии и дает представление о времени пребывания газов в прямоточных камерах смешения.

Обращают на себя внимание большая разность температур по сечению камеры смешения в непосредственной близости (200 мм)

от выходного сечения топки и значительное снижение этой разности по мере перемешивания топочных и рециркулирующих газов по длине камеры смешения с одновременной теплоотдачей рециркулирующим газам. О достаточной интенсивности перемешивания свидетельствует также и то обстоятельство, что на оси камеры на расстоянии 200 мм температура газов снижается от $t_y=1000^\circ \text{C}$ при выходе из топки до 790°C .

Рассмотрим теплообмен в камере смешения.

В соответствии с принятым методом расчета теплообмена в топке в камеру смешения излучается тепло

$$Q_T^{\text{см}} = BV_d(c_{\text{гор}} t_{\text{гор}} - c_y t_y) - Q_T^{\text{с}}, \quad (\text{VII—39})$$

где $Q_T^{\text{с}}$ — тепло, переданное топочными газами внутренней обечайке топки [см. формулу (VII—38)].

В камеру смешения поступает также тепло: продуктов сгорания из топки с температурой t_y

$$Q_{T,y} = BV_d c_y t_y \quad (\text{VII—40})$$

и рециркулирующих газов с температурой t_p

$$Q_p = BV_p c_p t_p. \quad (\text{VII—41})$$

Всего вносится тепла $Q_{\text{пр}} = Q_T^{\text{см}} + Q_{T,y} + Q_p$.

Это тепло расходуется:

а) на нагрев газа, рециркулирующего в рубашке камеры смешения, от температуры на входе t_p^0 до t_p^1 :

$$Q_{p,\text{см}} = BV_p c_p (t_p^1 - t_p^0); \quad (\text{VII—42})$$

б) тепло смеси газов, уходящих из камеры смешения,

$$Q_{y,\text{см}} = B(V_d + V_p) c_{\text{см}} t_{\text{см}}; \quad (\text{VII—43})$$

в) на покрытие потерь в окружающую среду камерой смешения

$$Q_5^{\text{см}} = Q_{\text{пр}} - (Q_{p,\text{см}} + Q_{y,\text{см}}). \quad (\text{VII—44})$$

Таким образом, баланс тепла камеры смешения

$$Q_T^{\text{см}} + Q_{T,y} + Q_p = Q_{p,\text{см}} + Q_{y,\text{см}} + Q_5^{\text{см}}. \quad (\text{VII—45})$$

Основное уравнение теплопередачи в камере смешения, отнесенное к 1 м^2 внутренней поверхности обечайки, может быть представлено так (с учетом тепла излучения и рассеяния топкой на стенке камеры смешения):

$$\begin{aligned} q_{\text{см}}^{\text{с}} = & \alpha_{\text{к,см}} (\bar{t}_{\text{д,см}} - \bar{t}_{\text{с,см}}^{\text{вн}}) + a_{\text{см}} a_m C_0 [(0,01 \bar{T}_{\text{д,см}})^4 - (0,01 \bar{T}_{\text{с,см}}^{\text{вн}})^4] + \\ & + q_{\text{с,т}}^{\text{см}} = \left(1 + \frac{d_2}{d_1}\right) \left\{ \alpha_{\text{н,р}} \left(\frac{\bar{t}_{\text{вн}}^{\text{с,см}} + \bar{t}_{\text{нар}}^{\text{р,с,см}}}{2} - \bar{t}_{\text{р,см}} \right) + \right. \\ & \left. + a_p a_m C_0 \left[\left(\frac{\bar{T}_{\text{с,см}}^{\text{вн}} + \bar{T}_{\text{нар}}^{\text{р,с,см}}}{2 \cdot 100} \right)^4 - (0,01 \bar{T}_{\text{р,см}})^4 \right] \right\} + q_5^{\text{см}}, \end{aligned} \quad (\text{VII—46})$$

где $\bar{T}_{д.см.}$, $\bar{T}_{с.см.}$, $\bar{T}_{в.см.}$, $\bar{T}_{р.см.}$ — средние температуры газов, поверхностей внутренней и внешней обечаек и рециркулирующих газов в камере смешения, К;

$a_{см.}$, a_p и a_m — степень черноты смеси газов, рециркулирующих газов и поверхности обечайки в камере смешения;

$\alpha_{к.см.}$ и $\alpha_{к.р.}$ — коэффициенты теплоотдачи конвекцией со стороны газовой смеси и к рециркулирующим газам в смесительной камере;

d_2 и d_3 — диаметры наружной и внутренней обечаек в этой камере.

Для камеры смешения формула (VII—36) принимает такой вид:

$$q_{с.т.}^{см} = (1 - a_{д.см.}) \bar{\varphi}_T C_{пр} [(0,01 \bar{T}_{с.т.}^{ан})^4 - (0,01 \bar{T}_{с.см.}^{ан})^4].$$

В уравнении теплообмена в камере смешения (VII—46) неизвестными являются температуры $\bar{T}_{с.см.}^{ан}$ и $\bar{T}_{р.см.}$; в данном случае решение этого уравнения выполняется по тому же принципу, что и решение уравнения (VII—37) для камеры сгорания. Искомой величиной в уравнении является температура внутренней поверхности обечайки камеры смешения.

Количество тепла, полученного внутренней поверхностью обечайки камеры смешения,

$$Q_{см}^с = q_{см}^с H_2 \approx Q_{см}^p.$$

Если пренебречь потерями в среду, то можно принять, что это тепло передается рециркулирующему газу. На основании сказанного приращение температуры рециркулирующего газа

$$\Delta t_p' = t_p' - t_p^0 = \frac{Q_{см}^p}{BV \alpha_p c_p}.$$

Таким образом,

$$t_p' = t_p^0 + \Delta t_p' + \Delta t_p''.$$

Для возможности сопоставления получаемых таким путем температур внутренних обечаек топки и камеры смешения приводим данные непосредственных измерений в печи БН-50 (см. табл. VII—1).

Температура стенки в конце внутренней обечайки топки (точка А на рис. VII—5) 700—750° С; температура стенки внутренней обечайки камеры смешения у выходного торца топки (точка В на рис. VII—5) 550° С; температура стенки той же обечайки в конце пути перемешивания (точка С на том же рис. VII—5) 450—500° С; температура наружной обечайки 400—450° С.

Уравнения теплообмена в топке (VII—37) и в камере смешения (VII—46) справедливы для любых значений коэффициента расхода воздуха α , оказывающего влияние на степень черноты продуктов сгорания и рециркулирующих газов. Если процесс горения в топке ведется с нормальным для него значением α , то, как свидетельствуют наблюдения над работающими печами, этот

коэффициент в рециркулирующих газах из-за значительного при-
соса воздуха в местах соединения труб и плоских поверхностей с
коллекторами может оказаться равным 3—4; это вызывает резкое
снижение парциальных давлений трехатомных газов и, следова-
тельно, уменьшается их степень черноты.

В пределе, когда $a_p \rightarrow 0$ (это будет иметь место при подаче в
камеру смешения внешнего воздуха), уравнение теплообмена в
топке на основании формулы (VII—37) с учетом формул (VII—32)
и (VII—33) может быть записано в таком виде:

$$\alpha_{к.т} (\bar{i}_{д.т} - \bar{i}_{с.т}^{ан}) + a_{д.т} a_m C_0 [(0,01 \bar{T}_{д.т})^4 - (0,01 \bar{T}_{с.т}^{ан})^4] + q_{рас}^c + q_{кл}^c = \\ = 4 \frac{d_2}{d_1} \alpha_{н.д.} \left(\frac{\bar{i}_{с.т}^{ан} + \bar{i}_{с.т}^{нар}}{2} - \bar{i}_{р.т} \right) + q_{с.т}^{см} + q_5^T, \quad (VII-47)$$

где $q_{рас}^c$ — тепло рассеяния при горении, полученное стенкой топki [$q_{рас}^c$ опре-
деляют по формуле (VII—32); $q_{кл}^c$ — по формуле (VII—33)].

На основании формулы (VII—46) уравнение теплообмена в
камере смешения может быть записано так:

$$\alpha_{к.см} (\bar{i}_{д.см} - \bar{i}_{с.см}^{ан}) + a_{см} a_m C_0 [(0,01 \bar{T}_{д.см})^4 - (0,01 \bar{T}_{с.см}^{ан})^4] + q_{с.т}^{см} = \\ = \left(1 + \frac{d_2}{d_1} \right) \alpha_{н.д.} \left(\frac{\bar{i}_{с.см}^{ан} + \bar{i}_{с.см}^{нар}}{2} - \bar{i}_{р.см} \right) + q_5^{см}. \quad (VII-48)$$

Степень черноты смеси газов в камере смешения определяется
по выражению

$$\bar{\alpha}_{см} = \frac{V_p a_p + V_d a_d}{V_p + V_d}$$

в зависимости от состава смеси, если он предварительно рас-
считан, и при $a_p = 0$

$$a_{см} = \frac{V_d a_d}{V_p + V_d}.$$

Ранее указывалось, что продолжительность работы камеры
сгорания ограничивается долговечностью ее внутренней обечайки.
При работе на природном газе камера сгорания обычно может
работать около полугода и более, а при работе на жидком топли-
ве — около 3 мес. (в топках последних конструкций этот срок уве-
личен).

В связи с этим большое значение приобретает вопрос о мето-
дах увеличения продолжительности работы камеры сгорания либо
о методах улучшения системы ее охлаждения. Таких методов мо-
жет быть несколько. Рассмотрим некоторые из них.

Из уравнения (VII—37) теплообмена в топке видно, что для
снижения температуры внутренней поверхности обечайки нужно
улучшить отвод тепла от этой поверхности. Для выполнения этого
мероприятия необходимо:

а) увеличить конвективную теплоотдачу $\alpha_{к.р}$ от поверхности к
рециркулирующему газу;

б) увеличить внешнюю поверхность теплоотдачи со стороны рециркулирующих газов, отнесенную к 1 м^2 внутренней поверхности обечайки, путем оребрения со стороны рециркулирующих газов и т. п.

Конвективная теплоотдача может быть увеличена при увеличении скорости рециркулирующих газов в рубашке камеры сгорания. Для этой цели следует применить винтовое движение рециркулирующих газов. В зависимости от шага между винтовыми ребрами, приваренными со стороны рециркулирующих газов, их скорость, а следовательно, и величина $\alpha_{к.р}$ может быть значительно увеличена. При этом следует учесть, что коэффициент теплоотдачи увеличивается не только из-за увеличения скорости (в степени 0,8), но также благодаря винтовому движению газа. Уподобляя винтовое движение движению по змеевику, можно определить

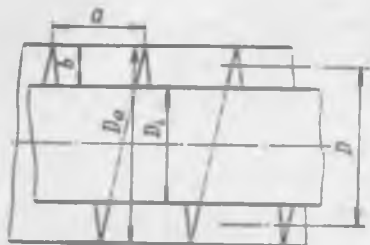


Рис. VII—7. Камера сгорания с винтовым движением рециркулирующего газа

коэффициент конвективной теплоотдачи при винтовом движении газа

$$\alpha_v = \epsilon \alpha_{пр},$$

где $\alpha_{пр}$ — конвективный коэффициент теплоотдачи в прямой трубе (в канале)
Поправочный коэффициент

$$\epsilon = 1 + 3,54 \cdot \frac{d_{экв}}{D}.$$

Эквивалентный диаметр винтового канала (по виткам)

$$d_{экв} = 4 \frac{l}{u} = 4b,$$

где $u = a$ — размер стороны, через которую происходит теплообмен.

Диаметр канала, по которому движется рециркулирующий газ (рис. VII—7),

$$D = \frac{D_1 + D_2}{2}.$$

Глава VIII. МЕХАНИКА ДВИЖЕНИЯ ГАЗОВ В ПЕЧАХ

Процессы теплообмена в греющих каналах, в топке и в рабочей камере промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств во многом зависят от характера движения продуктов сгорания в каналах, а также паровоздушной смеси в рабочей камере печи. Это необходимо учитывать при проектировании печей и одновременно с тепловыми производить детальные аэродинами-

ческие расчеты. В результате таких расчетов определяется, в частности, аэродинамическое сопротивление газового тракта печи, что позволяет подобрать конструкцию дымовой трубы или выбрать дымосос для перемещения продуктов сгорания по газоходам.

Кроме того, и это следует учитывать при проектировании печи, характер и особенности движения продуктов сгорания и паровоздушнoй среды влияют на экономичность работы печи, аэродинамическое сопротивление в ее газовом тракте, поле концентраций и температур в газовом тракте и рабочей камере и на другие характеристики работы печи.

В отдельных элементах промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств имеет место как свободное, естественное (тепловое гравитационное), так и вынужденное (принудительное) движение газов и воздуха. В связи с тем что свободное движение капельной жидкости, газов и воздуха подчиняется одинаковым гидромеханическим законам, при анализе характера движения воздуха и газов используются давно установленные и проверенные законы перемещения капельной жидкости.

Однако если главные положения гидравлики движения жидкости применимы к условиям свободного движения воздуха в рабочей камере и вблизи наружных поверхностей печи, то при вынужденном движении газов, в особенности в условиях неизотермического потока, с неравномерным полем давлений и скоростей по сечению канала, сопровождающимся химическими превращениями, когда сложные траектории вынужденных газовых потоков в большой степени усложняют общий характер потока, положения гидравлики не могут быть полностью использованы. Таким образом, при аэродинамических расчетах и проектировании газовых каналов промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств следует учитывать целый ряд присущих этим печам особенностей.

Чтобы иметь четкое представление о характере движения газов в печах, нужно знать общие положения основных законов механики газов и отличия их от механики движения капельной жидкости. На основании этих закономерностей можно производить расчеты аэродинамического сопротивления как путевые (потери на трение, сопротивление трения) и местные (отдельных участков), так и всего газового тракта. При этом появляется возможность подобрать тягодутьевые устройства, позволяющие, с одной стороны, обеспечить подвод в топку необходимого для сгорания топлива количества воздуха (в том случае, если топливо подается с помощью дутьевого вентилятора, что часто имеет место в современных тоннельных печах с рециркуляцией продуктов сгорания, оснащенных двухпроводными газовыми горелками турбулентного перемешивания), с другой — удаление в атмосферу уходящих дымовых газов.

Сведения, приводимые в данной главе, позволяют также определить необходимое для проектирования промышленных печей распределение полей давлений и разрежений в газовом тракте. Это особенно важно при разработке печей с рециркуляцией про-

дуктов сгорания, аэродинамическая работа которых достаточно сложна, так как в газовом тракте имеются области, находящиеся как под избыточным давлением, так и под разрежением.

1. ОСНОВНЫЕ СВЕДЕНИЯ ИЗ МЕХАНИКИ ГАЗОВ

Движение газов в рабочем пространстве хлебопекарных и кондитерских печей и в газоходах оказывает существенное влияние на протекание технологического процесса, сжигание топлива и теплопередачу. Характер движения газов определяет размеры и форму газоходов, дымовых труб и дымососных установок, а в некоторых случаях также и размеры рабочего пространства печи. Для возможности управления движением газов и грамотного проектирования новых печей нужно знать закономерности газовой механики.

Для математического описания движения печных газов принимают, что они подобны жидкости с небольшой вязкостью, законы движения которой хорошо изучены в гидравлике. Вместе с тем состояние печных газов резко отличается от состояния капельной жидкости; вызвано это тем, что при изменении давления и температуры большинство жидкостей практически остаются несжимаемыми, а газы изменяют свой объем в зависимости от давления и температуры.

В рабочей камере хлебопекарных и кондитерских печей давление незначительно отличается от атмосферного. Влиянием же температуры на объем пренебрегать нельзя, и оно учитывается по закону Гей-Люссака:

$$V_t = V_0 (1 + \beta t).$$

Для большинства капельных жидкостей вязкость уменьшается при повышении температуры, для газов, наоборот, она повышается.

Для облегчения вывода многих уравнений газовой механики вводится понятие идеальной жидкости или идеального газа, которые не имеют силы вязкости и на перемещение которых не требуются затраты энергии.

Печные газы и паровоздушная смесь при естественном движении их в рабочей камере печи из-за повышенной температуры имеют малую плотность по сравнению с атмосферным воздухом, поэтому поведение печных газов аналогично поведению легкой жидкости в тяжелой. О характере движения жидкости и газов можно судить по сравнительным схемам переливания жидкости и газа из сосуда в сосуд и направлению давления (рис. VIII—1).

Как видно из схемы, капельная жидкость переливается сверху вниз и оказывает на сосуд давление сверху вниз, а легкий (по сравнению с воздухом) газ — наоборот. Это различие в поведении капельной жидкости и газа не всегда учитывается при создании новых типов печей и их реконструкции.

Как уже было отмечено выше, сущность и причины естественного движения газов впервые сформулировал М. В. Ломоносов. Причинами движения воздуха в подземных шахтах являются на-

грев и тепловое расширение наружного воздуха, входящего в горные выработки, в которых тепло аккумулировано в земной поверхности.

В результате теплового расширения плотность воздуха, заполняющего шахты, становится меньше, и столб наружного воздуха вытесняет из шахты столб более легкого нагретого воздуха. Эта разность между плотностями наружного столба воздуха и внутреннего порождает непрерывное естественное движение воздуха.

Аналогично этому естественное (свободное) движение газов в дымовой трубе возникает вследствие того, что столб наружного

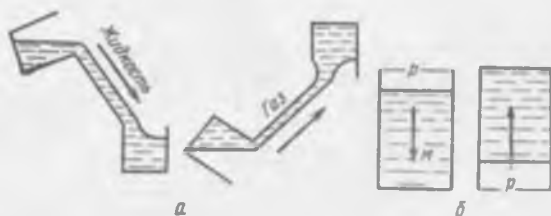


Рис. VIII—1. Аналогия и различие в поведении капельной жидкости и нагретого газа:

а — переливание жидкости и легкого газа; б — направление давления столба жидкости и легкого газа

воздуха с большей плотностью выжимает столб горячих газов с меньшей плотностью, заполняющих дымовую трубу. Чем выше дымовая труба, тем энергичнее происходит движение газов. Таким образом, естественным движением газов в печах называется такое движение, которое возникает из-за теплового расширения газов.

Принудительное (вынужденное) движение газов осуществляется за счет затраты механической энергии. Одновременно с вынужденным движением может быть и свободное движение, относительное влияние которого тем больше, чем меньше скорость вынужденного движения.

Действительный объем газов при температуре t и давлении p

$$V_{t,p} = V_0 (1 + \beta t) \frac{101,3}{p},$$

где V_0 — объем газов при температуре 0°C и давлении 101,3 кПа, $\text{м}^3/\text{кг}$;

β — коэффициент объемного расширения газа, равный $1/273$.

Скорость движения газов при температуре 0°C и давлении 101,3 кПа

$$w_0 = \frac{V_0}{F},$$

где F — площадь поперечного сечения газохода, м^2 .

Действительная скорость движения газов при температуре $t^\circ\text{C}$ и давлении p (в кПа)

$$w_{t,p} = w_0 (1 + \beta t) \frac{101,3}{p},$$

2. ДВИЖЕНИЕ ГАЗОВ

Скорости частиц газа в различных точках поперечного сечения потока неодинаковы. Например, на прямом участке максимальная скорость газа наблюдается по оси трубопровода, уменьшаясь по мере приближения к стенкам, где она равна нулю из-за прилипания частиц газа к поверхности.

Допуская условно, что частицы газа по сечению потока имеют одинаковую скорость, называемую средней $\bar{w}$, можно написать:

$$\bar{w} = \frac{V}{F},$$

где V — расход газа, $\text{м}^3/\text{с}$;

F — площадь поперечного сечения канала или трубопровода, м^2 .

Из последнего выражения можем написать:

$$V = F \bar{w}.$$

Массовый расход газа

$$G = F \bar{w} \rho,$$

где ρ — плотность газа, $\text{кг}/\text{м}^3$.

В действительности при ламинарном изотермическом движении распределение скоростей по диаметру трубопровода происходит по закону параболы и средняя скорость движения газов $\bar{w}$ равна половине максимальной.

При турбулентном изотермическом движении скорость по диаметру трубопровода распределяется по кривой, сходной с параболой, имеющей более широкую вершину. Вблизи стенок остается пограничный слой, в котором газ движется ламинарно.

При движении реальных газов большое значение имеет вязкость или внутреннее их трение, возникающее при перемещении одного слоя жидкости или газа по отношению к другому.

Закон Ньютона, согласно которому сила внутреннего трения (касательное напряжение) прямо пропорциональна относительной скорости перемещения $\frac{d\bar{w}}{dy}$ и поверхности соприкосновения этих слоев, математически записывается в следующем виде:

$$S = \mu f \frac{d\bar{w}}{dy},$$

где S — сила внутреннего трения, Н;

f — поверхность соприкосновения слоев, м^2 ;

$\frac{d\bar{w}}{dy}$ — градиент скорости в направлении, нормальном к поверхности f ;

μ — коэффициент пропорциональности, называемый коэффициентом динамической вязкости, $\text{Н} \cdot \text{с}/\text{м}^2$.

Согласно закону Максвелла внутреннее трение газов не зависит от их давления и изменение давления газа не влияет на его вязкость. С повышением температуры коэффициент динамической вязкости капельной жидкости уменьшается, а у газов увеличивается.

Отношение динамической вязкости к плотности газа или жидкости называется коэффициентом кинематической вязкости:

$$\nu = \frac{\mu}{\rho},$$

Переход ламинарного движения в турбулентное характеризуется критическими значениями числа Рейнольдса:

$$Re = \frac{\bar{w} d \rho}{\mu} = \frac{\bar{w} d}{\nu},$$

где d — диаметр трубы, м;

$\bar{w}$ — средняя скорость движения газа или жидкости, м/с.

Состояние движения, при котором ламинарный поток переходит в турбулентный, называется критическим состоянием. При движении в трубах и каналах оно соответствует критическому числу $Re_{кр} \approx 2300$.

Однако в обычных условиях турбулентное движение становится устойчивым только при $Re \geq 10\,000$. При числах Рейнольдса $2300 < Re < 10\,000$ движение характеризуется неустойчивым состоянием (переходный режим), при котором оба вида движения могут проявляться совместно и легко переходить один в другой.

Доказано, что при некоторых условиях (например, уменьшение давления в направлении течения) можно сохранить ламинарный режим движения при критериях Re , значительно больших 10 000. Поэтому для ряда случаев интервал переходного режима не установлен.

Диаметр трубы и каналов нецилиндрического сечения для определения Re выражают через эквивалентный или приведенный диаметр:

$$d_{\text{эkv}} = 4 \frac{F}{P},$$

где F — площадь сечения трубопровода, м²;

P — периметр канала, называемый в гидравлике смоченным периметром, м.

Для круглой трубы

$$d_{\text{эkv}} = d.$$

Для трубы прямоугольного сечения со сторонами a и b эквивалентный диаметр

$$d_{\text{эkv}} = 2 \frac{ab}{a+b}.$$

Движение газа называется установившимся или стационарным, если в любом месте потока движение остается неизменным, т.е. если все величины, влияющие на движение, не зависят от времени:

$$\frac{du}{d\tau} = 0,$$

где u — совокупность физических величин, влияющих на движение газа.

При неустановившемся движении, например при истечении газа при переменном напоре,

$$\frac{du}{d\tau} \neq 0.$$

В этом случае скорость движения газа является функцией координат и времени:

$$w = \psi(x, y, z, \tau).$$

3. ХАРАКТЕРИСТИКА СОПРОТИВЛЕНИЯ

Правильный расчет и выбор каналов, отводящих продукты сгорания, боровов и тяговых устройств определяют экономичность работы печей.

Все потери напора условно делят на два вида:

- 1) потери на трение (сопротивление трения);
- 2) потери на местные сопротивления.

Для удобства расчетов все виды сопротивлений удобно выражать в долях динамического напора (P_0). Тогда потери давления от трения газов

$$\Delta p_{\text{тр}} = \zeta_{\text{тр}} \frac{w_i^2}{2} \rho_i = \zeta_{\text{тр}} \frac{w_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta).$$

где ρ_0 — плотность газа при нормальных условиях.

Коэффициент сопротивления трения

$$\zeta_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d},$$

где λ — коэффициент потерь напора от трения;

L — длина расчетного участка, м;

d — гидравлический диаметр участка, м.

Из последних двух выражений получим формулу для расчета потерь давления от трения газов:

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{w_i^2}{2} \rho_i = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{w_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta). \quad (\text{VIII}-1)$$

Величина коэффициента λ зависит от вязкости и скорости потока, т.е. она является функцией критерия Рейнольдса и может быть определена по формуле

$$\lambda = \frac{A}{\text{Re}^n}$$

При ламинарном движении коэффициент A не зависит от материала стенок и для всех каналов равен 64. При турбулентном движении в кирпичных каналах $A=0,175$, для шероховатых металлических каналов $A=0,129$, для гладких металлических каналов $A=0,32$; при ламинарном движении $n=1$, при турбулентном движении в кирпичных и шероховатых металлических каналах $n=0,12$, для гладких металлических каналов $n=0,25$.

Для значений $40 \frac{d}{\Delta} < \text{Re} < 500 \frac{d}{\Delta}$ (где Δ — коэффициент эквив-

валентной шероховатости в мм) рекомендуется формула Альтшуля:

$$\lambda = 0,1 \left(1,46 \frac{\Delta}{d} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25}.$$

Для технических расчетов хлебопекарных и кондитерских печей коэффициент λ можно принять равным 0,05.

Потери давления от местных сопротивлений рассчитывают по формуле

$$\Delta p_m = \zeta_m \frac{w_i^2}{2} \rho_i = \zeta_m \frac{w_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta_i).$$

Значения коэффициентов местных сопротивлений ζ_m приведены в работе [10].

Потерю давления, вызванную преодолением геометрического напора при опускании горячего газа на высоту H , рассчитывают по формуле

$$\Delta p_g = gH (\rho_{20}^a - \rho_i^g),$$

где H — высота опускания газа, м;

ρ_{20}^a — плотность воздуха при 20° С, кг/м³;

ρ_i^g — плотность газа при t° С, кг/м³.

4. НАПОРЫ И ИХ ИЗМЕРЕНИЕ

Газы, движущиеся в печном агрегате, подвергаются действию поверхностных сил давления и объемных сил тяжести. Действие поверхностных сил на газ вызывает в его объеме противодействие, которое используется на полезную работу. Разность между давлениями газа, находящегося в емкости, и газа, окружающего данную емкость, называется относительным напором.

В механике жидкостей и газов энергию принято выражать в виде напоров, имеющих размерность давления.

Различают четыре вида напоров: геометрический (массовый), пьезометрический (статический), динамический (скоростной) и потерянный. Сумма геометрического и пьезометрического напоров составляет так называемый манометрический напор, являющийся общей относительной потенциальной энергией 1 м³ газа.

Геометрический напор h_g , которым обладает газ, может быть определен как разность между весами одинаковой высоты столбов наружного воздуха и газа, заключенного в сосуде.

Вес столба воздуха с основанием 1 м² равен $gH\rho_a$.

Вес столба газа в сосуде с основанием 1 м² равен $gH\rho_g$.

Перепад давлений, соответствующий геометрическому напору,

$$\Delta p_g = gH (\rho_a - \rho_g). \quad (\text{VIII}-2)$$

Перепад давлений, соответствующий пьезометрическому напору h_p , являющемуся статическим давлением газа p (в Па), специального математического выражения не имеет.

Перепад давлений, соответствующий динамическому напору h_d , может быть получен из выражения для кинетической энергии 1 м^3 движущегося газа

$$\mathcal{E} = \frac{mv_t^2}{2}.$$

Выражая массу 1 м^3 газа через плотность $m = \rho_t$, находим кинетическую энергию 1 м^3 движущегося газа

$$\mathcal{E} = \frac{w_t^2}{2} \rho_t.$$

Единица измерения $\mathcal{E}$ 1 м^3 газа будет Па. Перепад давлений, соответствующий динамическому напору,

$$\Delta p_d = \frac{w_t^2}{2} \rho_t = \frac{w_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta t).$$

Перепад давлений, соответствующий потерям напора, обычно выражается в функции от динамического напора:

$$\Delta p_{\text{пот}} = k \frac{w_t^2}{2} \rho_t,$$

где k — коэффициент, характеризующий сопротивление участка газового тракта.

5. ПРЕВРАЩЕНИЕ НАПОРОВ

Из гидравлики известно, что, пользуясь уравнением Эйлера для случая установившегося движения идеальной несжимаемой жидкости, можно получить уравнение Бернулли, выраженное в виде суммы геометрического, пьезометрического и скоростного напоров и справедливое для изотермического движения газов:

$$z g \rho + p + \frac{w^2}{2} \rho = \text{const.} \quad (\text{VIII—3})$$

При движении реальной жидкости существенное значение имеет вязкость (внутреннее трение). Силы вязкости препятствуют движению жидкости, и на преодоление этих сил затрачивается часть энергии газа. Часть энергии, расходуемая на преодоление сопротивлений трения и на удары, возникающие вследствие вязкости газа, переходит в тепло. Таким образом, уравнение Бернулли для 1 м^3 изотермически движущегося реального газа запишется в таком виде:

$$z_1 g \rho + p_1 + \frac{w_1^2}{2} \rho = z_2 g \rho + p_2 + \frac{w_2^2}{2} \rho + \Delta p_{\text{пот}}, \quad (\text{VIII—4})$$

где индексы 1 и 2 относятся к двум сечениям потока;

$\Delta p_{\text{пот}}$ — перепад давлений вследствие потерь напора на рассматриваемом участке, Па.

Уравнение (VIII—4) с учетом потери напора можно записать в таком виде:

$$zg\rho_r + p - p_z + p_z + \frac{w^2}{2} \rho_r + \Delta p_{\text{пот}} = \text{const}, \quad (\text{VIII—5})$$

где p_z — давление атмосферы на том же уровне z , где протекает газовый поток с характеристикой w , p и ρ .

Давление атмосферы на уровне z

$$p_z = p_0 - zg\rho_a.$$

где p_0 — давление атмосферы на уровне земли;
 $g\rho_a = \gamma_a$ — удельный вес атмосферного воздуха.

Подставив значения p_z в уравнение (VIII—5) и заменив в нем z на $-z$, если отсчитать высоту от некоторого уровня вниз, получаем

$$-zg\rho_r + p + \frac{w^2}{2} \rho_r - p_z + p_0 + zg\rho_a + \Delta p_{\text{пот}} = \text{const}$$

или

$$gz(\rho_a - \rho_r) + (p - p_z) + \frac{w^2}{2} \rho_r + \Delta p_{\text{пот}} = \text{const} - p_0 = \text{const}. \quad (\text{VIII—6})$$

Так как падение давления, соответствующее геометрическому напору, $\Delta p_r = zg(\rho_a - \rho_r)$, падение давления, соответствующее статическому напору, $\Delta p_{\text{ст}} = p - p_z$ и падение давления, соответствующее динамическому напору, $\Delta p_d = \frac{w^2}{2} \rho_r$, то выражение (VIII—6) запишется в таком виде:

$$\Delta p_r + \Delta p_{\text{ст}} + \Delta p_d + \Delta p_{\text{пот}} = \text{const}. \quad (\text{VIII—7})$$

Величина $\Delta p_{\text{ст}}$ измеряется манометром, одно колено которого сообщено с атмосферой, а другое — с трубкой, вставленной в поток перпендикулярно к нему. Величина Δp_d измеряется дифференциальным манометром, одно колено которого присоединено к трубке, направленной навстречу потоку и измеряющей сумму $\Delta p_{\text{ст}} + \Delta p_d$; второе колено присоединено к трубке, вставленной нормально к потоку и измеряющей только $\Delta p_{\text{ст}}$. Таким образом, дифференциальный манометр показывает разность Δp_d .

Падение давления, соответствующее геометрическому напору, не может быть непосредственно измерено, оно определяется расчетом по выражению (VIII—2).

Падения давлений могут переходить одно в другое, кроме $\Delta p_{\text{пот}}$.

6. ТЕОРЕМА О КОЛИЧЕСТВЕ ДВИЖЕНИЯ И ТЕОРЕМА ИМПУЛЬСОВ ЭЙЛЕРА

Из механики твердых тел известно, что произведение массы тела m на его скорость w называется количеством движения, а произведение силы G на время τ — импульсом силы (толчком). Теорема о количестве движения устанавливает равенство между количеством движения и импульсом силы, т. е.

$$mw = G\tau.$$

Если начальная скорость тела w_0 не равна нулю, то

$$m(w - w_0) = G\tau, \quad (\text{VIII-8})$$

т. е. изменение количества движения за известный отрезок времени равно импульсу силы, сообщенному телу за то же время в направлении движения.

При $m = \rho$ и $G = (p_0 - p)F$ из выражения (VIII-8) можно получить

$$(p_0 - p)F = (w - w_0) \frac{\rho}{\tau},$$

где p_0 и w_0 — давление и скорость газа в начальном сечении трубопровода;
 p и w — давление и скорость газа в конечном участке с сечением F ;

$\frac{\rho}{\tau}$ — секундная объемная масса газа.

Теорема импульсов имеет следующую формулировку: изменение импульсов всех сил какой-нибудь области газа, ограниченной воображаемой контрольной поверхностью, отнесенной к единице времени, равно результирующей внешних сил, действующих на данную поверхность.

При установившемся движении газа изменение импульса сил массы газа обусловлено только перемещением в единицу времени объема газа, ограниченного контрольной поверхностью. Такое изменение импульса сил равно результирующей импульсов внешних сил, действующих в единицу времени на контрольную ограничивающую поверхность, неподвижную в пространстве.

Теорема импульса Эйлера записывается в следующем виде:

$$\frac{d}{d\tau} (\Sigma mw) = \Sigma p.$$

Теорема импульсов используется при расчете эжектирующих устройств и струйных приборов.

7. ПОТЕРИ НАПОРА ПРИ ДВИЖЕНИИ ГАЗОВ

При движении продуктов сгорания встречаются различные аэродинамические сопротивления, на преодоление которых должна быть затрачена определенная часть статического напора. Конструкторы печей и эксплуатационный персонал должны по возможности свести к минимуму эти сопротивления и, следовательно, затраты напора на их преодоление. Так, правильный выбор формы и размеров отдельных каналов, по которым перемещаются продукты сгорания, начиная от воздухоподводящих трубопроводов и кончая дымовыми трубами, обеспечивает экономичную работу печи.

Сопротивления печи можно разделить на две группы: первая группа охватывает полезные сопротивления, связанные с полезной теплоотдачей (в рабочем пространстве печи, в теплопередающих газоходах и каналах, в воздухоподогревателях, котлах-утилизаторах) и с совершением работы, необходимой для распыливания

топлива или для придания факелу определенной кинетической энергии; вторая группа охватывает так называемые вредные сопротивления — сопротивления трения, местные сопротивления при движении газов в теплопередающих каналах, боровых и пр., не связанные с полезной работой печи.

В печи, хорошо работающей с точки зрения механики движения газов, вредные сопротивления по возможности должны быть минимальными, конечно, в пределах технической целесообразности. Очевидно, минимальными будут, например, потери напора в газоходах при минимальных скоростях газа в них. Это, однако, требует соответствующего развития их сечений, что не во всех случаях может быть оправдано. Практикой установлены оптимальные скорости газов в отдельных элементах печной установки, при которых наряду с относительно малыми потерями напора можно получить удовлетворительные конструктивные решения этих элементов. В других случаях, в особенности, когда решается вопрос о местных сопротивлениях, конструктор имеет достаточно возможностей для снижения бесполезных сопротивлений.

Наряду с этим не во всех случаях следует стремиться и к увеличению полезных сопротивлений, во-первых, потому, что с их ростом значительно увеличиваются потери напора, во-вторых, не всегда в этом имеется необходимость. Такое положение имеет место, например, при движении продуктов сгорания по газоходу печи с расположенными в нем топочными концами трубок Перкинса. Очевидно, в таком газоходе не следует увеличивать скорость продуктов сгорания, так как теплоотдача к нагревательным трубкам здесь происходит главным образом по законам излучения, а роль конвекции мала.

Исходя из уравнения Бернулли для реального газа [см. выражение (VIII—7)], суммарное падение давления может быть записано в таком виде:

$$\Delta p = \Delta p_{\Gamma} + \Delta p_{\text{ст}} + \Delta p_{\text{д}} + \Delta p_{\text{тр}} + \Sigma \Delta p_{\text{м}}. \quad (\text{VIII—9})$$

где $\Sigma \Delta p_{\text{м}}$ — сумма падений давлений из-за местных сопротивлений.

Падение давления на преодоление сопротивлений

$$\Delta p_{\text{пот}} = \Delta p_{\text{тр}} + \Sigma \Delta p_{\text{м}}.$$

Выражая эти потери в долях от динамического напора, можно формулу (VIII—9) представить в таком виде:

$$\Delta p = \Delta p_{\Gamma} + \Delta p_{\text{ст}} + \frac{w_{01}^2}{2} \rho_0 (1 + \beta_1) + \zeta_{\text{тр}} \frac{w_{02}^2}{2} \rho_0 (1 + \beta_2) + \Sigma \zeta_{\text{м}} \frac{w_{03}^2}{2} \rho_0 (1 + \beta_3), \quad (\text{VIII—10})$$

где w_{01} , w_{02} и w_{03} — скорости газов (в м/с) при нормальных условиях в элементах печи, где температура газов t_1 , t_2 и t_3 ;

ρ_0 — плотность газов при нормальных условиях, кг/м³;

β — объемный коэффициент расширения газов;

$\zeta_{\text{тр}}$ — коэффициент сопротивления трению;

$\Sigma \zeta_{\text{м}}$ — сумма коэффициентов местных сопротивлений.

В частном случае, если $w_{01}=w_{02}=w_{03}$ и $t_1=t_2=t_3$, общая потеря напора запишется в таком виде:

$$\Delta p = \Delta p_{\Gamma} + \Delta p_{CT} + \frac{w_0^2}{2} \rho_0 (1 + \beta) (1 + \zeta_{TP} + \Sigma \zeta_M). \quad (\text{VIII}-11)$$

8. ДВИЖЕНИЕ ГАЗОВ В ПЕЧАХ

Рабочая камера печи имеет одно или два устья, через которые производится посадка и выгрузка изделий. В конвейерных печах эти отверстия все время открыты; в печах с шлюзкамерой с прерывистым движением конвейера в период остановки конвейера посадочное устье закрыто. В немеханизированных печах со стационарным или выдвигными подами дверцы в процессе выпечки закрыты. Через эти дверцы камера печи сообщается с внешней атмосферой.

Резкое охлаждение изделий внешним воздухом не допускается. Следовательно, во избежание значительного присоса воздуха в камеру в ней не должно быть разрежения. С другой стороны, на уровне посадочного окна не должно быть большого избыточного давления, при котором потери от вентиляции камеры были бы велики. Образующиеся в процессе выпечки водяные пары и газы вместе с воздухом должны удаляться из камеры в таком количестве, при котором на уровне нижней кромки устья печи поддерживалось бы избыточное давление, близкое к нулевому. При таком давлении в рабочее пространство будет поступать минимальное количество внешнего воздуха и из камеры будет удаляться минимальное количество паровоздушной смеси. Вентиляционные каналы рабочей камеры иногда сообщаются с бором (либо с вытяжной трубой), и это позволяет регулировать положение нулевого уровня в камере. Если на этом уровне поддерживать атмосферное давление, то в любой плоскости ниже этого уровня будет разрежение в камере

$$-\Delta p_1 = gH_1 (\rho_B - \rho_K),$$

где H_1 — высота столба воздуха от нижней кромки окна до плоскости нулевого уровня;

ρ_B и ρ_K — плотности внешнего воздуха и воздуха в камере печи.

Под влиянием этого разрежения в камеру печи будет поступать внешний воздух.

Положительное давление под сводом

$$+\Delta p_2 = gH_2 (\rho_B - \rho_K),$$

где H_2 — высота от нулевой плоскости до свода.

Это положительное давление расходуется на преодоление сопротивлений как внутри самой камеры, так и в шибах на пути движения воздуха до бора (вытяжной трубы), к которому подключают вентиляционный канал, в котором поддерживается разрежение, создаваемое трубой (дымососом).

Из выражений для Δp_1 и Δp_2 видно, что при данной температуре в камере во избежание значительного присоса воздуха и

большого избыточного давления в печи необходимо стремиться к возможному снижению высот H_1 и H_2 . Заметим, что H_2 определяется конструктивными особенностями печи — в основном ее высотой. Величина же H_1 может быть достаточно мала.

Следует иметь в виду, что потеря тепла с вентиляционным воздухом неизбежна, так как этот воздух необходим для удаления влаги и газов, полученных при выработке изделий, и для поддержания определенной влажности в камере. Задача состоит в том, чтобы это количество воздуха ввести и отвести из камеры организованно в соответствии с необходимостью. Давления Δp_1 и Δp_2 вообще малы, учитывая температуры в рабочей камере. Так, при $t_k = 250^\circ\text{C}$ давление на 1 м высоты H_1 и H_2 составляет всего 4,9 Па (0,5 мм вод. ст.); от нулевого уровня этот напор изменяется по закону прямой линии до 4,9 Па (0,5 мм вод. ст.) на высоте 1 м. Допустим, что высота посадочного устья 0,5 м, тогда среднее давление

$$h = \Delta p = \frac{2}{3} \cdot 0,5 \cdot 0,5 = 0,166 \text{ мм вод. ст. (1,63 Па)}.$$

Под влиянием этого давления скорость удаления паровоздушной смеси из камеры

$$\omega_k = 0,82 \sqrt{\frac{2gH \frac{p_k - p_r}{\rho_r}}{\rho_0 T_0}} = 0,82 \sqrt{\frac{2hT_r}{\rho_0 T_0}};$$

$$\omega_k = 0,82 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,63 \cdot 523}{1,293 \cdot 273}} = 1,8 \text{ м/с.}$$

Для отверстий в толстых стенах скоростной коэффициент ϕ принят 0,82. Температура в камере 250°C .

Если поднять нулевой уровень под верхнюю кромку устья, то скорость входа внешнего воздуха в камеру

$$\omega_n = 0,82 \sqrt{\frac{2 \cdot 1,63 \cdot 293}{1,293 \cdot 273}} = 1,35 \text{ м/с.}$$

Как видно, обе эти скорости, несмотря на малую величину h , имеют достаточно большие значения и, так как устье печи постоянно открыто, они могут быть причиной больших тепловых потерь.

В газоходах печей с трубками Перкинса продукты сгорания перемещаются благодаря естественному напору, создаваемому столбом горячих газов в топках. Если во избежание выбивания газов из топки нулевой уровень поднять выше верхней кромки топочной дверцы, то ниже этого уровня установится разрежение, а выше — положительное давление. В топках этих печей 1 м высоты создает напор 7,5—9,8 Па (0,75—1 мм вод. ст.). Для установления нулевого уровня выбирают размеры щели, через которую продукты сгорания поступают в лежак, в котором создается разрежение дымовой трубой. При отсутствии щелей в верхних частях газоходов с трубками Перкинса в газоходах следует поддерживать разрежение по всей высоте; при наличии лючков для об-

дувки топочных концов трубок разрежение является причиной подсоса воздуха в газовую сторону, в результате чего непроизводительно снижается температура продуктов сгорания; одновременно с этим увеличивается потеря тепла с уходящими газами. В печах с канальным обогревом и неглубокими топками в газовом тракте господствует разрежение.

При использовании жидкого или газообразного топлива большое влияние на распределение давлений в топочных камерах оказывает скорость струй, выходящих из горелок и форсунок. В зависимости от размеров топочной камеры и факела на этот последний распространяются законы свободной или ограниченной струи. В зависимости от типа форсунки (газовой горелки) при достаточно большой кинетической энергии струи может наблюдаться значительное подсасывание окружающего воздуха, а также топочных продуктов сгорания к корню факела. В топках со слоевым сжиганием твердого топлива кинетическая энергия газовых струй мала, и в эти топки воздух поступает только благодаря разрежению либо под напором, создаваемым дутьевым вентилятором.

9. РАСЧЕТ ДЫМОВОЙ ТРУБЫ

Разрежение, которое создается дымовой трубой высотой H от оси борова,

$$\Delta p = Hg(\rho_B - \rho_T) - \Delta p_{\text{пот}},$$

где $\Delta p_{\text{пот}}$ — падение давления на покрытие сопротивлений в дымовой трубе.

Плотность воздуха и газа определяют по таким формулам:

$$\rho_B = \rho_B^0 \frac{273}{T_B};$$

$$\rho_T = \rho_T^0 \frac{273}{\bar{T}_T},$$

где ρ_B^0 и ρ_T^0 — плотности окружающего воздуха и продуктов сгорания при нормальных условиях;

T_B и $\bar{T}_T$ — температура окружающего воздуха и дымовых газов в среднем сечении трубы, К.

Так как ρ_B^0 мало отличается от ρ_T^0 , то с достаточной точностью можно принять $\rho_B^0 \approx \rho_T^0 \approx 1,28 \text{ кг/м}^3$ и разрежение, создаваемое дымовой трубой, записать в таком виде:

$$\Delta p = Hg \cdot 1,28 \cdot 273 \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{\bar{T}_T} \right) - \Delta p_{\text{пот}} \approx 3430H \left(\frac{1}{T_B} - \frac{1}{\bar{T}_T} \right) - \Delta p_{\text{пот}}. \quad (\text{VIII}-12)$$

Сопротивления в дымовой трубе складываются из следующих элементов:

а) потеря напора с выходной скоростью в устье трубы

$$\Delta p_{\text{вых}} = \frac{\omega_{02}^2}{2} \rho_0 \frac{T_y}{273},$$

где T_y — температура газов в устье, К;

б) потеря напора из-за изменения скорости газов в конической дымовой трубе

$$\Delta p_{\text{м}} = \frac{w_{02}^2 - w_{01}^2}{2} \rho_0 \frac{\bar{T}_r}{273},$$

где w_{01} — скорость газов у основания трубы;
 w_{02} — скорость выхода газов в устье трубы;

в) потеря напора на трение в стволе трубы

$$\Delta p_{\text{тр}} = \lambda \frac{H}{D_{\text{вн}}} \frac{w_0^2}{2} \rho_0 \frac{\bar{T}_r}{273},$$

где λ — коэффициент потери напора на трение;
 w_0 — средняя скорость газов в трубе;
 $D_{\text{вн}}$ — средний внутренний диаметр трубы.

Общие потери напоров в трубе (в Па)

$$\Delta p_{\text{пот}} = \frac{\rho_0}{2 \cdot 273} \left[T_y w_{02}^2 + \bar{T}_r (w_{02}^2 - w_{01}^2) + \lambda \frac{H}{D_{\text{вн}}} w_0^2 \bar{T}_r \right].$$

Пренебрегая изменением скорости газов в дымовой трубе (для цилиндрических дымовых труб $w_{02} = w_{01}$), изменением температуры газов от среднего сечения трубы до ее устья ($T_y \approx \bar{T}_r$), а также принимая $w_{02} \approx w_0$, получим выражение для общих потерь напоров в трубе:

$$\Delta p_{\text{пот}} = \frac{w_0^2 \bar{T}_r}{2 \cdot 273} \rho_0 \left(1 + \lambda \frac{H}{D_{\text{вн}}} \right) \approx 0,00233 \bar{T}_r w_0^2 \left(1 + \lambda \frac{H}{D_{\text{вн}}} \right).$$

Подставив значения $\Delta p_{\text{пот}}$ из этого выражения в формулу (VIII—12), получим

$$\Delta \bar{p} \approx 3430H \left(\frac{1}{T_{\text{в}}} - \frac{1}{\bar{T}_r} \right) - 0,00233 \bar{T}_r w_0^2 \left(1 + \lambda \frac{H}{D_{\text{вн}}} \right).$$

Для расчета высоты трубы H принимают $\Delta p = (1,1 \div 1,2) \cdot \Sigma \Delta p_{\text{пот}}$, где $\Sigma \Delta p_{\text{пот}}$ — сумма сопротивлений в установке.

Из последнего выражения можно установить, что разрежение, создаваемое дымовой трубой, тем больше, чем выше ее высота и чем выше средняя температура дымовых газов в ней. Сопротивления трубы оказывают незначительное влияние на разрежение, изменяясь в пределах 10—20 Па (1—2 мм вод. ст.) в зависимости от $\bar{T}_r$ и w_0 . Величина w_0 обычно изменяется в пределах 1,5—3,5 м/с, причем нижний предел — для малого числа присоединенных печей и при высоких температурах газов, верхний — при большом числе присоединенных печей и низких температурах газов (после теплоутилизационных установок).

Для определения средней температуры продуктов сгорания в дымовой трубе можно пользоваться следующими значениями падения температуры газов на 1 м высоты трубы: для кирпичных труб $\Delta t = 1 \div 1,5$ К/м, для железных нефутерованных труб $\Delta t = 3 \div 4$ К/м.

Диаметр устья трубы (в м) при коэффициенте форсировки печей 1,2

$$D_y = \sqrt{\frac{1,2BV_d}{3600 \cdot 0,785w_0}}$$

где B — максимальный расход топлива в присоединенных к трубе печах, м^3 (кг)/ч;

V_d — количество продуктов сгорания, полученных при сжигании единицы топлива при коэффициенте расхода воздуха у основания трубы, $\text{м}^3/\text{м}^3$ (кг).

При кирпичной трубе диаметр устья не может быть менее 600—800 мм, исходя из удобства кладки, диаметр основания $D_0 = 1,5 D_y$, тогда $\bar{D}_{\text{вн}} = 1,25 D_y$. Железные трубы обычно делают цилиндрическими и для них, следовательно, $\bar{D}_{\text{вн}} = D_y$.

Высота трубы должна быть на 3—5 м выше конька крыши наиболее высокого здания в радиусе 100 м, но не менее 15 м, исходя из санитарно-гигиенических и пожарных соображений.

Если температура продуктов сгорания, покидающих установку, низка, а сопротивление ее велико (например, при установке теплоутилизационных устройств), высота дымовой трубы, работающей по принципу естественного движения газов, может получиться очень большой и капиталовложения значительными. Хотя при этом эксплуатационные расходы минимальны, все же установка таких труб может оказаться нецелесообразной. В этом случае устанавливают дымососы.

10. ИСКУССТВЕННАЯ ТЯГА

Искусственная тяга может быть прямой (рис. VIII—2, а) и косвенной (рис. VIII—2, б). Первая из них может быть переключена для прямого выхода продуктов сгорания в дымовую трубу и применяется чаще всего при температурах продуктов сгорания, не превышающих 220—250° С. В этом случае подшипники дымососа должны иметь водяное охлаждение, так как дымосос работает при высокой температуре газов. Во втором случае — при косвенной тяге — вентилятор является частью эжекторной установки и работает в более благоприятных условиях — на воздухе низкой температуры; в этом случае вентилятор не подвергается механическому износу при содержании в газах уноса и

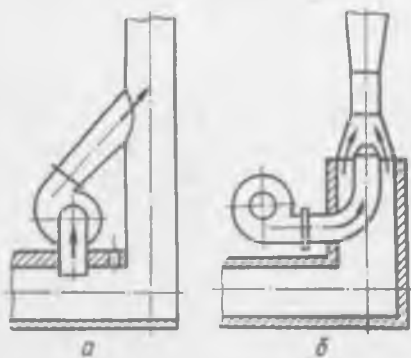


Рис. VIII—2. Схемы искусственной тяги прямой (а) и косвенной (б) действия

пыли, а также вредному влиянию SO_2 . Однако вследствие низкого к. п. д. эжекторной установки расход электроэнергии на привод

дымососа косвенного действия выше расхода энергии на привод дымососа прямого действия. Большее распространение получила тяга прямого действия.

Мощность (в кВт) на валу вентилятора, затрачиваемая на привод дымососа, определяется по формуле

$$N = \frac{V_c \Delta p}{1000 \eta_d},$$

где V_c — производительность дымососа, м³/с;
 Δp — давление, создаваемое дымососом, Па;
 η_d — к. п. д. дымососа.

Для понимания работы центробежных вентиляторов (дымососов) важно знать следующие основные закономерности.

Суммарное давление (всасывания и нагнетания), создаваемое вентилятором, пропорционально квадрату угловой скорости вращения (квадрату диаметра колеса):

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2 = \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2.$$

Производительность вентилятора пропорциональна угловой скорости вращения колеса:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Потребные мощности пропорциональны кубу угловой скорости вращения:

$$\frac{N_1}{N_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^3.$$

Из первых двух соотношений можно написать

$$\frac{V_1}{\sqrt{\Delta p_1}} = \frac{V_2}{\sqrt{\Delta p_2}} = \text{const.}$$

Вентиляторы подбирают в зависимости от заданной производительности и полного давления; при этом определяют его номер, угловую скорость вращения и мощность электродвигателя. Для подбора вентиляторов пользуются таблицами или номограммами, в которых полный напор вентилятора указан для воздуха с $t = 20^\circ\text{C}$, $\phi = 50\%$ и $p = 101,3 \text{ кПа}$ (760 мм рт. ст.). Поэтому при пользовании номограммами при других состояниях перемещаемого воздуха или газа необходимо предварительно привести напор к условиям, для которых составлены номограммы, по следующей формуле (без учета относительной влажности ϕ):

$$\Delta p_{20} = \Delta p_t \frac{T}{293},$$

где Δp_t — суммарный напор при температуре t , определенный расчетом.

При определении необходимой мощности электродвигателя принимается запас 1,2—1,25 к мощности на валу вентилятора.

Глава IX. РАСЧЕТЫ ТЕПЛООВОГО БАЛАНСА ПРОМЫШЛЕННЫХ ПЕЧЕЙ

Тепло топлива, сгорающего в топке промышленной печи хлебопекарного или кондитерского производств, расходуется, с одной стороны, на выпечку изделий в рабочей камере печи (полезный расход тепла), с другой — идет на покрытие тепловых потерь, имеющих место в процессе работы печи как непосредственно в рабочей камере, так и общих потерь тепла. К потерям тепла в рабочей камере относятся потери на перегрев пара, подаваемого в зону гигротермической обработки тестовых заготовок, вентиляционные и др. Общие потери — это потери тепла с уходящими из печи газами, потери тепла фундаментом печи и некоторые другие.

В печах с электрическим обогревом сохраняются в основном все те потери, которые имеют место в печах с обогревом рабочей камеры продуктами сгорания. Основное расхождение между этими двумя типами печей (в смысле различия в статьях их тепловых балансов) состоит в том, что в печах с электрическим обогревом рабочей камеры отсутствует потеря тепла с уходящими газами, что упрощает составление теплового баланса промышленных печей такого типа.

Расчеты отдельных составляющих теплового баланса промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств имеют важное значение при их проектировании. Эти расчеты предваряют проектирование печей и затем уточняются по мере выполнения проектных работ. В результате составления теплового баланса печей можно определить, насколько совершенен в теплотехническом отношении тот или иной узел печи, то или иное ее устройство. При этом можно наметить пути улучшения такого устройства, в котором имеют место чрезмерные тепловые потери.

Кроме того, в результате суммирования отдельных составляющих теплового баланса промышленных печей определяется важная характеристика печи — ее общее теплopotребление.

В свою очередь, зная величину теплopotребления, можно определить один из основных параметров работы печи — расход топлива в единицу времени и удельный расход топлива на единицу выпекаемой продукции.

Тепловой баланс печей составляют на основании данных, полученных при испытании печей хлебопекарного и кондитерского производств. Ниже приводятся примеры составления баланса печей на основе практических данных, полученных при их испытаниях.

В общем виде уравнение теплового баланса печного агрегата может быть представлено так:

$$Q_a = Q_{п.а} + \Sigma Q_{пот.}$$

где Q_a — тепловая энергия, поступающая в печной агрегат, Вт;
 $Q_{п.а}$ — полезно используемая в печном агрегате энергия, Вт;
 $\Sigma Q_{пот.}$ — потери энергии печным агрегатом, Вт.

Уравнение теплового баланса печного агрегата в развернутом виде состоит из совокупности тепловых балансов отдельных элементов печного агрегата: рабочей камеры, топочного устройства и т. д. Рассмотрим методику составления теплового баланса отдельных элементов печного агрегата.

1. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС РАБОЧЕЙ (ПЕКАРНОЙ) КАМЕРЫ ПЕЧИ

Уравнение теплового баланса рабочей (пекарной) камеры имеет вид

$$q_{п.к} = q_1^{п.к} + q_2^{п.к} + q_3^{п.к} + q_4^{п.к} + q_5^{п.к} + q_6^{п.к} + q_7^{п.к} + q_8^{п.к},$$

где $q_{п.к}$ — количество тепла, переданное в рабочую камеру на 1 кг горячей продукции, кДж/кг;

$q_1^{п.к}$ — теоретический расход тепла на выпечку, отнесенный к 1 кг горячей продукции, кДж/кг;

$q_2^{п.к}$ — расход тепла на испарение воды и перегрев пара, подаваемых в рабочую камеру для гигротермической обработки тестовых заготовок, кДж/кг;

$q_3^{п.к}$ — расход тепла на нагрев вентиляционного воздуха, поступающего в рабочую камеру, кДж/кг;

$q_4^{п.к}$ — расход тепла на нагрев транспортных приспособлений (цепей, люлек, форм, трафаретов, конвейерных лент и пр.), кДж/кг;

$q_5^{п.к}$ — расход тепла вследствие теплоотдачи наружными поверхностями ограждений рабочей камеры в окружающую среду, кДж/кг;

$q_6^{п.к}$ — расход тепла через фундамент рабочей камеры, кДж/кг;

$q_7^{п.к}$ — расход тепла излучением через посадочное и разгрузочное окно камеры, кДж/кг;

$q_8^{п.к}$ — расход тепла на прогрев ограждений печи периодического действия, кДж/кг.

Теоретический расход тепла на выпечку единицы массы хлеба и мучных кондитерских изделий

Последовательность определения теоретического расхода тепла на выпечку единицы массы хлеба и мучных кондитерских изделий рассмотрим на конкретном примере.

Пример IX-1. Определить теоретический расход тепла на выпечку 1 кг про-
стых батонов массой 0,5 кг из муки I сорта. Средний упек $W_{исп} = \frac{6,8+6,7+6,6}{3} = 6,7\%$, где 6,8; 6,7 и 6,6 — средний упек изделий за опыт, уложенных по краям и в середине люльки. Содержание мякиша в хлебе $g_m = 83\%$, содержание корки $g_k = 17\%$.

Температура теста $t_r = 30^\circ\text{C}$. Температура мякиша $t_m = 98^\circ\text{C}$; средняя температура корки $t_k = 130^\circ\text{C}$. Масса горячего батона $g_{г.б} = 511$ г; масса остывшего батона $g_{о.б} = 498$ г. Влажность остывшего хлеба через 14 ч после выпечки $W_{о.х} = W_m = 40,5\%$.

Средняя температура пекарной камеры $t_{п.к} = 180^\circ\text{C}$.

Теоретический расход тепла на выпечку определяют по формуле

$$q_1^{п.к} = W_{исп} (t_{п.к} - t_r) + g_m c_m (t_m - t_r) + (W_m c_m + g_k c_k) (t_k - t_r) =$$

$$= 0,067 (2838 - 125,6) + 0,17 \cdot 1,47 (130 - 30) + (0,42 \cdot 4,187 + 0,41 \cdot 1,47) (98 - 30) = 183 + 25 + 162 = 370 \text{ кДж/кг},$$

где $W_m = W_{г.х.}$

1. Влажность хлеба в горячем виде

$$W_{г.х.} = \frac{0,405 \cdot 498 + (511 - 498)}{511} \cdot 100 = 42\%.$$

2. Масса сухого вещества мякиша в 1 кг горячего хлеба

$$g_m = 1 - (W_{г.х.} + g_n) = 1 - (0,42 + 0,17) = 0,41 \text{ кг}.$$

3. Энтальпия перегретого пара при $t_{п.к.} = 180^\circ\text{C}$ и атмосферном давлении 0,1 МПа

$$i_{п.п} = i'' + c_p (t_{п.к.} - 100) = 2680 + 1,98 (180 - 100) = 2838 \text{ кДж/кг},$$

где i'' — определено по приложению;

c_p — теплоемкость перегретого пара; $c_p = 1,98 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}$.

4. Энтальпия воды при температуре теста $t_t = 30^\circ\text{C}$ $i_t = 125,6 \text{ кДж/кг}$.

5. Теплоемкость сухого вещества мякиша и корки

$$c_k = c_m = 1,47 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{K)}.$$

Пример IX-2. Определить теоретический расход тепла на выпечку 1 кг печеня «Чайное».

Масса печеня $g_{печ.} = 16,7 \text{ г}$. Число люлек в печи $n = 18$. Число трафаретов на люлке $k = 3$; число штук печеня, укладываемых на одном трафарете, $r = 30$. Время выпечки $t_{вып.} = 5 \text{ мин}$. Влажность теста $W_1 = 22\%$. Влажность печеня $W_2 = 6\%$. Производительность печи

$$g_n = \frac{nkr g_{печ.} \cdot 60}{t_{вып.} \cdot 1000}; \quad g_n = \frac{18 \cdot 3 \cdot 30 \cdot 16,7 \cdot 60}{5 \cdot 1000} = 325 \text{ кг/ч} \approx 0,09 \text{ кг/с}.$$

Масса тестовых заготовок влажностью $W_1 = 22\%$

$$g_1 = g_n \frac{100 - W_2}{100 - W_1}; \quad g_1 = 325 \cdot \frac{100 - 6}{100 - 22} = 390 \text{ кг/ч}.$$

Количество испаренной влаги

$$W_{исп} = g_1 - g_n; \quad W_{исп} = 390 - 325 = 65 \text{ кг/ч} \approx 0,018 \text{ кг/с}.$$

Принимаем, что 0,3 части печеня имеет среднюю температуру $t_n = 135^\circ\text{C}$ и 0,7 части — среднюю температуру $t_m = 100^\circ\text{C}$. Тогда средняя температура печеня

$$t_{печ}^{ср} = 135 \cdot 0,3 + 100 \cdot 0,7 = 110^\circ\text{C}.$$

Расход тепла на нагрев сухого вещества и влаги изделия

$$(W_m c_n + g_m c_m) (t_{печ}^{ср} - t_t) = \left(\frac{g_n W_2}{100} + W_{исп} \right) c_n (t_{печ}^{ср} - t_t) + \left(g_n - \frac{g_n W_2}{100} \right) c_m (t_{печ}^{ср} - t_t);$$

$$\left(\frac{0,09 \cdot 6}{100} + 0,018 \right) 4,187 (110 - 30) + \left(0,09 - \frac{0,09 \cdot 6}{100} \right) 1,47 (110 - 30) \approx 18 \text{ кВт}.$$

Расход тепла на испарение влаги (см. пример IX-1)

$$W_{исп} (i_{п.п} - i_t); \quad W_{исп} = 0,018 (2838 - 125,6) = 48,1 \text{ кВт}.$$

Часовой расход тепла на выпечку печеня

$$Q_{час} = 18 + 48,1 = 66,1 \text{ кВт}.$$

Теоретический расход тепла на выпечку 1 кг печеня

$$q_{п.к.}^{теор} = 66,1 : 0,09 = 734 \text{ кДж/кг}.$$

Пример IX-3. Определить теоретический расход тепла на выпечку 1 кг баранок из пшеничной муки I сорта.

Упек в крайних и средней части люлек $W_{\text{исп}}^{\text{п}} = 25,1\%$; $W_{\text{исп}}^{\text{л}} = 22,4\%$; $W_{\text{исп}}^{\text{ср}} = 25\%$. Средний упек $W_{\text{исп}} = 24,2\%$. Влажность горячих баранок при выходе из пекарной камеры $W_{\text{г.б}} = 11,4\%$. Температура тестовых заготовок $t_{\text{т}} = 29^\circ \text{C}$. Средняя температура изделий при выходе из пекарной камеры $t_{\text{г.б}} = 100^\circ \text{C}$. Средняя температура в рабочей камере печи $t_{\text{п.к}} = 220^\circ \text{C}$.

Содержанием корки в бараночных изделиях пренебрегаем, и расчетная формула для определения теоретического расхода тепла на выпечку 1 кг продукции принимает вид

$$q_1^{\text{п.к}} = W_{\text{исп}} (i_{\text{п.п}} - i_{\text{в}}) + c_{\text{изд}} (t_{\text{г.б}} - t_{\text{т}}),$$

где $i_{\text{п.п}} = 2920$ кДж/кг (см. таблицы перегретого пара);

$i_{\text{в}} = 120$ кДж/кг при $t_{\text{в}} = 29^\circ \text{C}$;

$c_{\text{изд}}$ — средняя теплоемкость готовых изделий при $W_{\text{г.б}} = 11,4\%$;

$c_{\text{изд}} = 0,114 \cdot 4,187 + 0,886 \cdot 1,47 = 1,78$ кДж/кг, где $0,886 = 1 - 0,114$.

При определении $c_{\text{изд}}$ использованы данные примера IX-1.

Подставив цифровые значения, получаем теоретический расход тепла на выпечку 1 кг баранок:

$$q_1^{\text{п.к}} = 0,242 (2920 - 120) + 1,78 (100 - 29) = 678 + 126,3 = 804,3 \text{ кДж/кг}.$$

Определение расхода тепла на испарение воды и перегрев пара, подаваемого для гигротермической обработки тестовых заготовок

Расход тепла на испарение воды и перегрев пара, поступающего для гигротермической обработки тестовых заготовок, определяем по формуле

$$q_2^{\text{п.к}} = g_{\text{п}} (i_{\text{п.п}} - i_{\text{п.в}}) + g_{\text{в}} (i_{\text{п.п}} - i_{\text{в}}),$$

где $g_{\text{п}}$ — масса насыщенного пара, поступающего в пекарную камеру для гигротермической обработки 1 кг изделий, кг пара на 1 кг горячих изделий;

$i_{\text{п.п}}$ — энтальпия перегретого пара при $t_{\text{п.к}}$, кДж/кг;

$i_{\text{п.в}}$ — энтальпия насыщенного пара, поступающего из котла или из парогенератора низкого давления, встроенного в обмуровку печного агрегата, кДж/кг;

$g_{\text{в}}$ — масса воды, поступающей в пекарную камеру, кг воды на 1 кг горячих изделий;

$i_{\text{в}}$ — энтальпия воды, поступающей в пекарную камеру для гигротермической обработки тестовых заготовок, кДж/кг.

Пример IX-4. Определить расход тепла $q_2^{\text{п.к}}$ на нагрев и испарение воды и перегрев пара, поступающих в пекарную камеру печи ФТЛ-2, при выработке батонов массой 0,5 кг из пшеничной муки I сорта.

Производительность печи при испытании $G = 590$ кг/ч (0,164 кг/с).

В пекарную камеру поступает влажный насыщенный пар из котла в количестве $D_{\text{п}}^{\text{к}} = 82,3$ кг/ч и из встроенного в обмуровку парогенератора $D_{\text{п}}^{\text{г}} = 56$ кг/ч. Абсолютное давление пара $p = 0,108$ МПа, степень сухости $x = 0,85$.

При поступлении тестовых заготовок в пекарную камеру они подвергаются опрыскиванию с помощью водяных форсунок, которые подают воду в количестве $D_{\text{в}} = 33,6$ кг/ч ($9,34 \cdot 10^{-3}$ кг/с). Температура воды $t_{\text{в}} = 40^\circ \text{C}$.

Температура в пекарной камере $t_{\text{п.к}} = 195^\circ \text{C}$.

Определяем энтальпию $i_{\text{п.в}}$ влажного насыщенного пара, подаваемого в пекарную камеру:

$$i_{\text{п.в}} = i' + rx = 427 + 2250 \cdot 0,85 = 2,34 \text{ МДж/кг},$$

где $i' = 427$ кДж/кг — энтальпия жидкости при давлении насыщения $p = 0,108$ МПа;

$r = 2,25$ МДж/кг — скрытая теплота парообразования (см. приложение).

Расход тепла на нагрев и испарение распыленной воды и перегрев ее паров до температуры $t_{п.к} = 195^\circ\text{C}$:

$$Q_{исп} = 9,34 \cdot 10^{-3} (2860 - 40 \cdot 4,187) = 25,1 \text{ кВт.}$$

где $t_{п.п} = 2860$ кДж/кг при $t_{п.к}$ и атмосферном давлении.

Определяем расход тепла на перегрев пара $Q_{пер}$, поступившего в пекарную камеру из котла (82,3 кг/ч) и парогенератора (56 кг/ч); всего — $3,84 \cdot 10^{-2}$ кг/с

$$Q_{пер} = 3,84 \cdot 10^{-2} (2,86 - 2,34) = 20 \text{ кВт.}$$

Расход тепла на испарение и перегрев пара, поступившего в пекарную камеру:

$$Q_{2.к} = Q_{исп} + Q_{пер} = 25,1 + 20 = 45,1 \text{ кВт.}$$

Удельный расход тепла на 1 кг горячих изделий

$$q_{2.к}^{п.к} = \frac{45,1}{0,164} = 275 \text{ кДж/кг.}^{\dagger}$$

Опыт длился 10,5 ч ($37,8 \cdot 10^3$ с). Было сожжено 612 кг угля с $Q_{п}^0 = 23,7$ МДж/кг. При этом расход топлива на испарение влаги и перегрев пара, поступающих в рабочую камеру, отнесенный к теплу сгоревшего топлива:

$$q_2^{п.к} = \frac{45,1 \cdot 37,8 \cdot 10^3 \cdot 100}{612 \cdot 23,7 \cdot 10^3} = 11,7\%.$$

Расход тепла на нагрев вентиляционного воздуха

Расход тепла на нагрев вентиляционного воздуха, проходящего через рабочую камеру, может быть определен по формуле

$$q_3^{п.к} = \frac{W_{исп} + D_{увл}}{d_{п.к} - d_v} c_p (t'_{п.к} - t_v),$$

где $D_{увл}$ — количество пара и воды, подведенных для гигротермической обработки тестовых заготовок;

$d_{п.к}$ — влагосодержание парогазовой смеси при температуре и относительной влажности в сечении посадочного устья $t'_{п.к}$ и $\varphi_{п.к}$;

d_v — влагосодержание наружного воздуха при температуре воздуха t_v и его относительной влажности φ ;

c_p — удельная теплоемкость воздуха, принимаемая при расчетах равной 1 кДж/(кг·К).

Пример IX—5. Определить расход тепла на нагрев вентиляционного воздуха, проходящего через пекарную камеру печи ФТЛ-2, на 1 кг горячих батонов, если задано: uptake $W_{исп} = 6,7\%$; удельный расход пара на увлажнение $D_{п} = 0,32$ кг/кг.

Параметры наружного воздуха: температура $t_v = 20^\circ\text{C}$; относительная влажность $\varphi = 60\%$. Параметры среды пекарной камеры: температура горячего влажного воздуха в сечении посадочного окна $t'_{п.к} = 140^\circ\text{C}$, относительная влажность $\varphi'_{п.к} = 57\%$.

При $t_v = 20^\circ\text{C}$ и $\varphi = 60\%$ по $I-d$ -диаграмме влажного воздуха влагосодержание воздуха $d_v = 9$ г на 1 кг сухого воздуха.

При $t'_{п.к} = 140^\circ\text{C}$ и $\varphi'_{п.к} = 57\%$ влагосодержание горячего влажного воздуха в сечении посадочного окна $d_{п.к} = 812$ г на 1 кг сухого воздуха.

Расход тепла на нагрев вентиляционного воздуха

$$q_{3, \text{п.к}} = \frac{W_{\text{исп}} + D_{\text{у.п.к}}}{d_{\text{п.к}} - d_{\text{п}}} c_p (t_{\text{п.к}} - t_{\text{п}});$$

$$q_{3, \text{п.к}} = \frac{0,076 - 0,32}{0,812 - 0,009} \cdot 1 (140 - 20) = 57,8 \text{ кДж/кг}.$$

Пример IX-6. Определить расход тепла на нагрев вентиляционного воздуха, проходящего через пекарную камеру печи УТС-К, приходящийся на 1 кг горячего хлеба, если при испытании печи получены следующие величины.

Производительность печи при выпечке круглого пшеничного хлеба массой 1 кг из муки II сорта $G = 1070 \text{ кг/ч}$ ($0,293 \text{ кг/с}$); средний упек $W_{\text{исп}} = 8,61\%$; время выпечки $t_{\text{вып}} \approx 35 \text{ мин}$.

Гигротермическая обработка тестовых заготовок производится путем опрыскивания их водой при посадке с помощью форсунок, которые подают $D_{\text{п}} = 0,55 \text{ кг}$ воды на одну люльку. В печь $n = 59$ люлек.

Высота посадочного устья печи $h = 0,3 \text{ м}$; высота от нижней кромки устья до нейтральной линии $h_1 = 0,23 \text{ м}$; ширина посадочного устья $B_{\text{у}} = 1,82 \text{ м}$. Температура воздуха в цехе $t_{\text{в}} = 23^\circ\text{C}$.

Парогазовая смесь из пекарной камеры выбрасывается в вентиляционную шахту, расположенную над посадочным устьем печи, и частично через посадочное устье — в пекарный зал. Средняя скорость парогазовой смеси, выходящей из устья печи,

$$w_{\text{у}} = \frac{w_{\text{в}} + w_{\text{н}}}{2}; \quad w_{\text{у}} = \frac{0,6 + 0}{2} = 0,3 \text{ м/с},$$

где $w_{\text{в}} = 0,6 \text{ м/с}$ — скорость у верхней кромки устья;

$w_{\text{н}} = 0$ — скорость на уровне нейтральной линии.

Из шахты с помощью вытяжной трубы, установленной на крыше пекарного зала, парогазовая смесь выбрасывается в атмосферу. Диаметр вытяжной трубы $d = 0,4 \text{ м}$. Температуры сухого и мокрого термометров, измеренные в выходном отверстии вытяжной трубы и в струе выбросной парогазовой смеси в устье печи, примерно одинаковые и составляют: $t_{\text{с}} = 120^\circ\text{C}$ и $t_{\text{м}} = 53^\circ\text{C}$.

Средняя скорость выбросной парогазовой смеси, измеренная с помощью анемометра в выходном отверстии трубы, $w_{\text{тр}} = 4,3 \text{ м/с}$.

В пекарную камеру поступает влага:

1) с парами упека

$$W'_{\text{исп}} = G \frac{W_{\text{исп}}}{100}; \quad W'_{\text{исп}} = 1070 \cdot \frac{8,61}{100} = 92,2 \text{ кг/ч};$$

2) от распыления воды при опрыскивании тестовых заготовок

$$D_{\text{п}} = \frac{n D'_{\text{п}} \cdot 60}{t_{\text{вып}}}; \quad D_{\text{п}} = \frac{59 \cdot 0,55 \cdot 60}{35} = 55,6 \text{ кг/ч}.$$

Общее количество влаги, поступающей в пекарную камеру,

$$W_{\text{общ}} = W'_{\text{исп}} + D_{\text{п}}; \quad W_{\text{общ}} = 92,2 + 55,6 = 147,8 \text{ кг/ч} (0,0416 \text{ кг/с}).$$

Количество парогазовой смеси, выбрасываемой из пекарной камеры через вытяжную трубу,

$$L_{\text{тр}} = w_{\text{тр}} \rho_{\text{см}} \frac{\pi d^2}{4}; \quad L_{\text{тр}} = 4,3 \cdot 0,87 \cdot \frac{\pi \cdot 0,4^2}{4} = 0,47 \text{ кг/с},$$

где $\rho_{\text{см}}$ — плотность выбросной парогазовой смеси ($\rho_{\text{см}}$ определяется ниже).

Количество парогазовой смеси, выбрасываемой из пекарной камеры через устье печи,

$$L_{\text{у}} = w_{\text{у}} \rho_{\text{см}} B_{\text{у}} (h - h_1); \quad L_{\text{у}} = 0,3 \cdot 0,87 \cdot 1,82 (0,3 - 0,23) = 0,0333 \text{ кг/с}.$$

Общее количество выбрасываемой парогазовой смеси

$$L = L_{\text{тр}} + L_{\text{у}}; \quad L = 0,47 + 0,0333 = 0,5033 \text{ кг/с}.$$

Входящая в приведенные выше соотношения величина $\rho_{см}$ была определена следующим образом.

Влагосодержание выбросной паровоздушной смеси при $t_c = 120^\circ\text{C}$ и $t_m = 53^\circ\text{C}$ составляет $d = 73$ г на 1 кг сухого воздуха.

Парциальное давление пара в выбросной паровоздушной смеси

$$p_n = B \frac{d}{622 + d}; \quad p_n = 100 \cdot \frac{73}{622 + 73} = 10,5 \text{ кПа},$$

где $B = 100$ кПа (примерно 745 мм рт. ст.) — атмосферное давление.

Плотность выбросной парогазовой смеси определяется по формуле

$$\begin{aligned} \rho_{см} &= 1,293 \frac{273}{273 + t_c} \left(1 - 0,378 \frac{p_n}{B} \right) = \\ &= 1,213 \frac{273}{273 + 120} \left(1 - 0,378 \cdot \frac{10,5}{100} \right) = 0,87 \text{ кг/м}^3, \end{aligned}$$

где 1,293 — плотность сухого воздуха при нормальных условиях, кг/м^3 .

Расход тепла на нагрев вентиляционного воздуха

$$Q_3^{\text{в}} = (L - W_{\text{обм}}) c_p (t_c - t_n);$$

$$Q_3^{\text{в}} = (0,5033 - 0,0416) 1 (120 - 23) = 44,8 \text{ кВт}.$$

Расход тепла, отнесенный к единице продукции:

$$q_3^{\text{в}} = \frac{44,8}{0,293} = 153 \text{ кДж/кг}.$$

Расход тепла на нагрев транспортных приспособлений печей

Расход тепла на нагрев транспортных приспособлений определяется из соотношения

$$q_4^{\text{т}} = g_n c_m (t_n^* - t_n^*) + g_l c_m (t_l^* - t_l^*) + g_{\phi} c_m (t_{\phi}^* - t_{\phi}^*),$$

где g_n, g_l, g_{ϕ} — масса металла цепей конвейера, люлек, форм, трафаретов и других приспособлений, приходящихся на 1 кг изделий, кг металла на 1 кг горячих изделий;

c_m — удельная теплоемкость металла цепей, люлек и форм, $\text{кДж/(кг} \cdot \text{K)}$;
 t_n^*, t_l^*, t_{ϕ}^* — температура металла цепей, люлек и форм при входе в пекарную камеру, $^\circ\text{C}$;

t_n^*, t_l^*, t_{ϕ}^* — температура металла цепей, люлек и форм при выходе из пекарной камеры, $^\circ\text{C}$.

Пример IX—7. Определить потери тепла на нагрев транспортных устройств и форм в реконструированной печи АЦХ (пятиниточный вариант) при выпечке ржаного формового хлеба массой 1,5 кг. На люлке конвейера помещается 17 форм; масса одной люльки 13,6 кг; масса одной формы 0,45 кг; масса 1 м цепей конвейера (шаг цепи и установки люлек $S = 0,305$ м) 27,7 кг. В пекарной камере 120 люлек.

Температура металла цепей, люлек и форм на входе в пекарную камеру равна температуре воздуха в расстойной камере: $t_n^* = t_l^* = t_{\phi}^* = 35^\circ\text{C}$. Температура цепей и люлек на выходе из пекарной камеры $t_n^* = t_l^* = 200^\circ\text{C}$; температура форм $t_{\phi}^* = 115^\circ\text{C}$.

Масса металла цепей, приходящаяся на 1 кг хлеба,

$$g_n = 27,7 \cdot \frac{0,305}{17 \cdot 1,5} = 0,335 \text{ кг/кг}.$$

Масса металла люлек, приходящаяся на 1 кг хлеба,

$$g_d = \frac{13,6}{17 \cdot 1,5} = 0,53 \text{ кг/кг.}$$

Масса металла конвейера на 1 кг хлеба

$$g_n + g_l = 0,335 + 0,53 = 0,865 \text{ кг/кг.}$$

Масса металла форм на 1 кг горячего хлеба

$$g_f = \frac{0,45}{1,5} = 0,3 \text{ кг/кг.}$$

Расход тепла на нагрев цепей, люлек, конвейера и форм

$$q_4 = 0,865 \cdot 0,462 (200 - 35) + 0,3 \cdot 0,462 (115 - 35) = 66 + 11 = 77 \text{ кДж/кг,}$$

где 0,462 кДж/(кг·К) — удельная теплоемкость металла.

Пример IX—8. Определить расход тепла на нагрев сетчатого пода в печи БН-50 при выпечке подового хлеба (палыница) из пшеничной муки 1 сорта массой 1 кг.

Масса 1 м сетки шириной 2,1 м $g'_c = 19,1$ кг, длина сетчатого конвейера $l = 24$ м.

Время выпечки хлеба $\tau_{\text{вып}} = 40$ мин. Производительность печи $G = 1228$ кг/ч (0,341 кг/с).

Температура сетчатого конвейера: при входе в печь $t'_c = 30^\circ\text{C}$; при выходе из печи $t''_c = 130^\circ\text{C}$.

Масса металла сетки, приходящаяся на 1 кг хлеба,

$$g_c = \frac{g'_c l \cdot 60}{\tau_{\text{вып}} G}; \quad g_c = \frac{19,1 \cdot 24 \cdot 60}{40 \cdot 1228} = 0,56 \text{ кг/кг.}$$

Удельный расход тепла на нагрев конвейера печи

$$q_4^{\text{п.к}} = g_c c_m (t''_c - t'_c); \quad q_4^{\text{п.к}} = 0,56 \cdot 0,462 (130 - 30) = 25,8 \text{ кДж/кг.}$$

Потери тепла в окружающую среду наружными поверхностями ограждений рабочей камеры

Теплоотдача наружными поверхностями ограждений рабочей камеры в окружающую среду на 1 кг горячей продукции (в Вт):

$$Q_5^{\text{п.к}} = \alpha f_n (t_n - t_a) + 5,7 a_{\text{пр}} f_{\text{п}} [(0,01 T_n)^4 - (0,01 T_a)^4],$$

где α — коэффициент конвективной теплоотдачи от наружной поверхности к воздуху, Вт/(м²·К);

f_n — поверхность ограждения пекарной камеры, м²;

t_n, T_n — температура поверхности ограждения, °C, К;

t_a, T_a — температура воздуха в цехе, условно принимаемая как температура воздуха на расстоянии 1 м от поверхности, °C, К;

$a_{\text{пр}}$ — приведенная степень черноты системы поверхности ограждений печи — окружающая среда.

Пример IX—9. Определить потерю тепла в окружающую среду ограждениями печи БН-25.

Средняя температура поверхности стен $t_n = 40^\circ\text{C}$; среды — $t_a = 25^\circ\text{C}$. Поверхность вертикальных ограждений $f_{\text{верт}} = 62$ м², горизонтальных $f_{\text{гор}} = 36$ м². Ширина печи 2,9 м, высота 1,5 м.

Производительность печи при выпечке подового хлеба массой 1 кг $G = 650$ кг/ч (0,18 кг/с).

Для определения потерь тепла в окружающую среду ограждениями печи необходимо знать коэффициент конвективной теплоотдачи стенами. Коэффициент этот входит в число Нуссельта, которое, таким образом, является искомой величиной в этой задаче.

Определим коэффициент теплоотдачи вначале для вертикальных стен.
Число Нуссельта

$$Nu = C (Gr Pr)^n; \quad Nu = 0,135 (4,65 \cdot 10^9)^{0,33} = 225,$$

где C и n определяются в зависимости от произведения $GrPr$ (см. с. 61).

Критерий Грасгофа для вертикальных стен

$$Gr = \frac{\beta l^3 g \Delta t}{\nu^2}; \quad Gr = \frac{1,50^3 \cdot 9,81 (40 - 25)}{(273 + 32,5) (16,3 \cdot 10^{-6})^2} = 6,2 \cdot 10^9.$$

$$\text{где } \beta = \frac{1}{273 + t_\tau} = \frac{1}{273 + 32,5};$$

определяющая температура при свободном движении воздуха вблизи ограждения печи

$$t_\tau = \frac{t_n + t_v}{2}; \quad t_\tau = \frac{40 + 25}{2} = 32,5^\circ \text{C};$$

$$\Delta t = t_n - t_v = (40 - 25)^\circ \text{C};$$

l — высота печи; $l = 1,5$ м;

$\nu = 16,3 \cdot 10^{-6}$ м²/с при $t_\tau = 32,5^\circ \text{C}$ (см. приложение).

Критерий $Pr \approx 0,72$ для воздуха (см. приложение).

Произведение критериев

$$GrPr = 6,2 \cdot 10^9 \cdot 0,72 = 4,65 \cdot 10^9.$$

Коэффициент конвективной теплоотдачи от вертикальных стен

$$\alpha_{\text{верт}} = Nu \frac{\lambda}{l}; \quad \alpha_{\text{верт}} = 225 \cdot \frac{0,0269}{1,5} = 4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}),$$

где λ — коэффициент теплопроводности воздуха (см. приложение);

при $t_\tau = 32,5^\circ \text{C}$ $\lambda = 0,0269$ Вт/(м·К).

Теплоотдача вертикальными поверхностями печи

$$Q_{\text{верт}} = f_{\text{верт}} \{ a_{\text{пр}} \cdot 5,7 [(0,017_n)^4 - (0,017_v)^4] + \alpha_{\text{верт}} (t_n - t_v) \};$$

$$Q_{\text{верт}} = 62 \left\{ 0,82 \cdot 5,7 \left[\left(\frac{273 + 40}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + 25}{100} \right)^4 \right] + 4,00 (40 - 25) \right\} = 8,7 \text{ кВт},$$

где приведенная степень черноты определяется по формуле

$$a_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{a_n} + \frac{1}{a_v} - 1} = \frac{1}{0,9 - 1} = 0,82,$$

где степени черноты поверхностей печи a_n и окружающей среды приняты одинаковыми и равными 0,9 (см. приложение).

Произведем аналогичный подсчет для горизонтальных стен.

Критерий Грасгофа для горизонтальных стен

$$Gr = \frac{\beta l^3 g \Delta t}{\nu^2}; \quad Gr = \frac{2,90^3 \cdot 9,81 (40 - 25)}{(273 + 32,5) (16,3 \cdot 10^{-6})^2} = 43,5 \cdot 10^9,$$

где определяющим размером печи является ее ширина $l = 2,9$ м.

Произведение критериев

$$\text{GrPr} = 43,5 \cdot 10^9 \cdot 0,72 = 31,4 \cdot 10^9.$$

Этой величине произведения (GrPr) соответствуют следующие значения постоянного множителя C и показателя степени n :

$$C = 0,135; n = 0,33.$$

Коэффициент теплоотдачи от горизонтальных стен

$$\alpha_{\text{гор}} = 1,3 \text{Nu} \frac{\lambda}{l}; \quad \alpha_{\text{гор}} = 1,3 \cdot 425 \cdot \frac{0,0269}{2,9} = 5,15 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)},$$

где 1,3 — множитель, учитывающий более интенсивную теплоотдачу горизонтальной поверхности, отдающей тепло вверх, по сравнению с вертикальной;

$$\text{Nu} = 0,135 (31,4 \cdot 10^9)^{0,33} = 425.$$

Теплоотдача горизонтальными поверхностями ограждения печи определяется аналогично определению теплоотдачи вертикальными ограждениями:

$$Q_{\text{гор}} = 36 \left\{ 0,82 \cdot 5,7 \left[\left(\frac{273 + 40}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + 25}{100} \right)^4 \right] + 5,15 (40 - 25) \right\} = 5,7 \text{ кВт}.$$

Всего тепла отдается в окружающую среду ограждениями печи

$$Q_{\text{г.к}}^{\text{п.к}} = 8,7 + 5,7 = 14,4 \text{ кВт},$$

или на 1 кг изделий

$$q_{\text{г.к}}^{\text{п.к}} = \frac{Q_{\text{г.к}}^{\text{п.к}}}{G}; \quad q_{\text{г.к}}^{\text{п.к}} = \frac{14,4}{0,18} = 80 \text{ кДж/кг}.$$

Пример IX—10. Определить, при какой толщине δ изоляционного слоя между вертикальным газоходом и обшивкой печи температура последней не превышает $t_{\text{п}} = 40^\circ \text{C}$. При расчете использовать следующие данные.

На основании измерений установлено, что температура стенки газохода составляет $t_{\text{ст}} = 400^\circ \text{C}$. В качестве изоляционного материала использована стекловата с коэффициентом теплопроводности $\lambda \approx 0,0918 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)}$ (см. приложение). Интенсивность теплоотдачи в окружающую среду вертикальной обшивкой печи при $t_{\text{п}} = 40^\circ \text{C}$ $q_{0,с} = 140 \text{ Вт/м}^2$.

Тепловой поток, пронизывающий засыпку из стекловаты, может быть определен так:

$$q_{0,с} = \frac{\lambda}{\delta} (t_{\text{ст}} - t_{\text{п}}).$$

Отсюда после подстановки всех известных значений толщина изоляционного слоя

$$\delta = \frac{0,0918}{140} (400 - 40) = 0,237 \text{ м} \approx 240 \text{ мм}.$$

В производственных условиях из-за оседания изоляции и других причин изоляционный слой может быть нарушен, поэтому найденную таким путем толщину изоляционного слоя следует увеличить на 15—20%.

2. ТЕПЛОВОЙ БАЛАНС ТОПКИ

Уравнение теплового баланса топki печи, составленное на 1 кг твердого или жидкого топлива или на 1 м³ газообразного топлива, можно записать в таком виде:

$$Q_p^p = Q_p^p + Q_n + Q_r + Q_{\phi} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5.$$

где $Q_p^p(Q_n^p)$ — расчетная (низшая) теплота сгорания рабочей массы топлива, кДж/кг;

Q_n — тепло, внесенное в топку с воздухом при подогреве его вне печи (с «внешним» воздухом), кДж/кг;

Q_r — физическое тепло топлива, кДж/кг;

Q_{ϕ} — тепло, поступающее в топку при паровом распыливании топлива, с так называемым «форсуночным» паром, кДж/кг.

Тепло газов, выходящих из топки, без учета тепла газов, уходящих из печи,

$$Q_1 = \frac{Q_{п.к}}{\eta_{тп}},$$

где $\eta_{тп}$ — к. п. д. транспортирующего канала, $\eta_{тп} = 0,75 + 0,95$;

$Q_{п.к}$ — количество тепла, подводимого в пекарную камеру.

Потери тепла с уходящими газами $Q_2(q_2, \%)$:

$$q_2 = \frac{Q_2}{Q_p^p} \cdot 100 = \frac{(I_{yx} - \alpha_{yx} I_n^0)(100 - q_4)}{Q_p^p},$$

где I_{yx} — энтальпия уходящих газов при соответствующих коэффициентах расхода воздуха α_{yx} и температуре t_{yx} уходящих газов, кДж/кг (кДж/м³);

I_n^0 — энтальпия теоретически необходимого для сгорания холодного воздуха при температуре холодного (в цехе) воздуха t_n , кДж/кг (кДж/м³);

q_4 — потеря тепла от механической неполноты сгорания (см. ниже), %.

Пример IX—11. Определить потерю тепла с уходящими из печи газами при следующих данных.

Топливо — донецкий уголь марки ППМ с $Q_n^p = 15,3$ МДж/кг. Теоретический объем воздуха $V^0 = 4,15$ м³/кг; объем продуктов сгорания (в м³/кг): трехатомные газы $V_{RO_2} = 0,75$; $V_{N_2}^0 = 3,28$; $V_{H_2O}^0 = 0,49$ (см. приложение).

Коэффициент расхода воздуха $\alpha_{yx} = 2$; температура $t_{yx} = 200^\circ \text{C}$; $t_n = 25^\circ \text{C}$. Потери тепла $q_4 = 4\%$. При $t_{yx} = 200^\circ \text{C}$ и, принимая $i_{CO_2} = i_{RO_2}$, энтальпия уходящих газов (см. приложение)

$$I_{yx} = V_{RO_2} i_{CO_2} + V_{N_2}^0 i_{N_2} + V_{H_2O}^0 i_{H_2O} + (\alpha_{yx} - 1) V^0 i_n;$$

$$I_{yx} = 0,75 \cdot 358 + 3,28 \cdot 260 + 0,49 \cdot 305 + 1 \cdot 4,15 \cdot 266,5 = 2374 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия холодного воздуха (см. приложение)

$$I_n^0 = V^0 c_n t_n = 4,15 \cdot 1,32 \cdot 25 = 137 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда потеря тепла с уходящими газами

$$q_2 = \frac{(2374 - 2 \cdot 137)(100 - 4)}{15 \cdot 300} = 13,2\%.$$

где $Q_p^p = Q_n^p$, так как воздух для сгорания предварительно не подогревается, пар для распыливания в топку не подается, топливо предварительно не подогревается, кроме того, влажность топлива, отнесенная к рабочей массе, $W^p = 11\%$ (см. приложение) меньше;

$$\frac{Q_n^p}{630} = \frac{15 \cdot 300}{630} = 24,3, \text{ т. е. } W^p < \frac{Q_n^p}{630} \text{ (где } Q_n^p \text{ в кДж/кг).}$$

Потери тепла от химической неполноты сгорания $Q_3(q_3)$:

$$Q_3 = 237,5 \cdot \frac{(C^p + 0,368 S_{\text{ор+к}}^p) \text{CO}}{RO_2 + \text{CO}} \cdot \frac{100 - q_4}{100}.$$

Пример IX—12. Определить потерю тепла от химической неполноты горения Q_3 по результатам испытаний печи УТС-К при сжигании бурого угля с $Q_{\text{н}}^p = 11,9 \cdot 10^3$ кДж/кг. По данным газового анализа на выходе из топки $\text{CO} = 0,42\%$, $RO_2 = 6,52\%$.

Компоненты топлива: $C^p = 34,3\%$; $S_{\text{ор+к}}^p = 0,3\%$. Потери тепла $q_4 = 4\%$.

Тогда потери тепла от химической неполноты сгорания

$$Q_3 = \frac{237,5 (34,3 + 0,368 \cdot 0,3) 0,42}{6,52 + 0,42} \cdot \frac{100 - 4}{100} = 475 \text{ кДж/кг},$$

или отнесенные к теплоте топлива,

$$q_3 = \frac{Q_3}{Q_{\text{н}}^p} \cdot 100; \quad q_3 = \frac{475}{11,9 \cdot 10^3} \cdot 100 = 3,99\%.$$

Потери тепла от механической неполноты сгорания являются суммой трех составляющих:

$$Q_4 = Q_4^{\text{пр}} + Q_4^{\text{ун}} + Q_4^{\text{шл}},$$

где $Q_4^{\text{пр}}$ — потери из-за провала топлива через живое сечение колосников;

$Q_4^{\text{ун}}$ — потери из-за уноса топлива;

$Q_4^{\text{шл}}$ — потери со шлаком из-за неполного сгорания топлива.

Величина Q_4 определяется по формуле, полученной из предыдущей:

$$Q_4 = \frac{32\,800}{B_{\text{оп}} 100} (g_{\text{шл}} C_{\text{шл}} + g_{\text{пр}} C_{\text{пр}} + g_{\text{ун}} C_{\text{ун}}),$$

где $B_{\text{оп}}$ — количество сгоревшего за опыт топлива;

$g_{\text{шл}}$, $g_{\text{пр}}$, $g_{\text{ун}}$ — масса шлака, провала и уноса за опыт;

$C_{\text{шл}}$, $C_{\text{пр}}$ — содержание углерода в шлаке и в провале, вычисленное по данным анализа;

$C_{\text{ун}}$ — содержание углерода в уносе.

Пример IX—13. Определить потери тепла от механической неполноты сгорания, если за опыт масса шлака $g_{\text{шл}} = 177,5$ кг, масса провала $g_{\text{пр}} = 39$ кг. Содержание углерода в шлаке $C_{\text{шл}} = 15\%$, в провале $C_{\text{пр}} = 55\%$. Количество сожженного за опыт топлива $B_{\text{оп}} = 840$ кг. Низшая теплота сгорания рабочей массы топлива $Q_{\text{н}}^p = 12$ МДж/кг. Масса уноса за опыт незначительная, и ею пренебрегаем.

Тогда потеря тепла от механической неполноты сгорания

$$Q_4 = \frac{32\,800}{840 \cdot 100} (177,5 \cdot 15 + 39 \cdot 55) = 1940 \text{ кДж/кг},$$

или

$$q_4 = \frac{1940}{12\,000} \cdot 100 = 16,2\%.$$

Потери тепла топкой в окружающую среду вместе с неувязкой баланса $Q_5(q_5)$.

Обычно величина q_5 составляет 1—3% от $Q_{\text{н}}^p$.

3. ПРИМЕР ПОЛНОГО ТЕПЛОВОГО БАЛАНСА ПЕЧИ

Пример составлен для хлебопекарной печи, однако он может быть использован при расчетах кондитерских печей для мучных кондитерских изделий.

Расчет топлива

В качестве топлива принимаем природный газ. Теплота сгорания $Q_p = 35,7$ МДж/м³; теоретически необходимый для сгорания объем воздуха $V^0 = 9,48$ м³/м³; состав продуктов сгорания:

$$V_{RO_2} = 1 \text{ м}^3/\text{м}^3; V_{N_2}^0 = 7,5 \text{ м}^3/\text{м}^3; V_{H_2O}^0 = 2,14 \text{ м}^3/\text{м}^3; V_p^0 = 10,64 \text{ м}^3/\text{м}^3.$$

Тепловой баланс составляем для печи ПХК-25 модели 1972 г., имеющей более разветвленный газовый тракт, чем печи модели 1976 г., см. гл. IV.

Вырабатываемая продукция — булка круглая массой 1 кг. Упек $W_{псп} = 6\%$. Температура теста $t_v = 30^\circ \text{C}$. Содержание корки $g_k =$

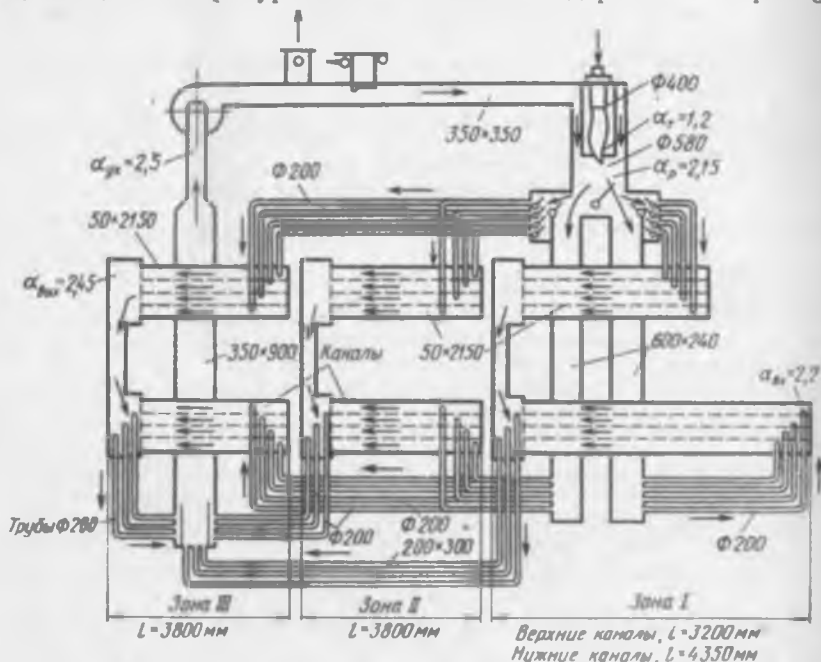


Рис. IX—1. Схема газопроводов печи ПХК-25

$= 15\%$. Температура в момент выхода из печи: корки $t_k = 150^\circ \text{C}$, мякиша $t_m = 98^\circ \text{C}$. Средняя температура среды пекарной камеры $t_{п.к} = 250^\circ \text{C}$. Расход насыщенного пара на увлажнение среды пекарной камеры $D_{п} = 0,15$ кг/кг продукции. Температура сетки конвейера на выходе из печи $t'_c = 140^\circ \text{C}$, на входе $t'_c = 30^\circ \text{C}$.

Ниже приведены коэффициенты расхода воздуха на отдельных участках газового тракта печи, полученные при испытаниях печей ПХК. Газовый тракт разбиваем на участки согласно прилагаемой схеме (рис. IX—1).

На выходе из топки	α_T	1,2
В камере смешения (рабочие газы на выходе из камеры смешения)	α_p	2,15*
На входе в каналы обогрева	$\alpha_{вх}$	2,2
На выходе каналов	$\alpha_{вых}$	2,45
Средний коэффициент расхода воздуха в каналах	$\alpha_{ср}$	$\frac{2,2+2,45}{2} = 2,325$
В уходящих газах	$\alpha_{ух}$	2,5

* Определение коэффициента расхода воздуха в камере смешения см. ниже.

В соответствии с коэффициентами расхода воздуха рассчитываем:

а) объемы продуктов сгорания:

$$V_r = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O} + (\alpha - 1) V^0,$$

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,0161 (\alpha - 1) V^0;$$

б) парциальные давления продуктов сгорания:

$$p_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_r},$$

$$p_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_r}.$$

Результаты расчетов сводим в табл. IX—1.

Таблица IX—1

Характеристика продуктов сгорания по участкам газового тракта

Наименование	α_T	α_p	$\alpha_{вх}$	$\alpha_{ср}$	$\alpha_{вых}$	$\alpha_{ух}$
Объем водяных паров V_{H_2O} , м ³ /м ³	2,17	2,32	2,323	2,34	2,362	2,37
Объем дымовых газов V_r , м ³ /м ³	12,57	21,72	22,19	23,41	24,6	25,08
Парциальное давление трех- атомных газов p_{RO_2} , $\frac{\text{кгс/см}^2}{\text{кПа}}$	$\frac{0,079}{7,9}$	$\frac{0,046}{4,6}$	$\frac{0,0452}{4,52}$	$\frac{0,0427}{4,27}$	$\frac{0,0407}{4,07}$	$\frac{0,0399}{3,99}$
Парциальное давление водя- ных паров p_{H_2O} , $\frac{\text{кгс/см}^2}{\text{кПа}}$	$\frac{0,173}{17,3}$	$\frac{0,107}{10,7}$	$\frac{0,105}{10,5}$	$\frac{0,1}{10}$	$\frac{0,096}{9,6}$	$\frac{0,094}{9,4}$

Энтальпию продуктов сгорания рассчитываем по формуле

$$I = I_r^0 + (\alpha - 1) I_n^0,$$

$$\text{где } I_r^0 = V_{\text{RO}_2} i_{\text{CO}_2}^0 + V_{\text{N}_2}^0 i_{\text{N}_2}^0 + V_{\text{H}_2\text{O}}^0 i_{\text{H}_2\text{O}}^0,$$

$$I_n^0 = V^0 i_n^0.$$

Результаты расчетов сводим в табл. IX—2 энтальпий продуктов сгорания.

По данным таблицы строим I — t -диаграмму (рис. IX—2).

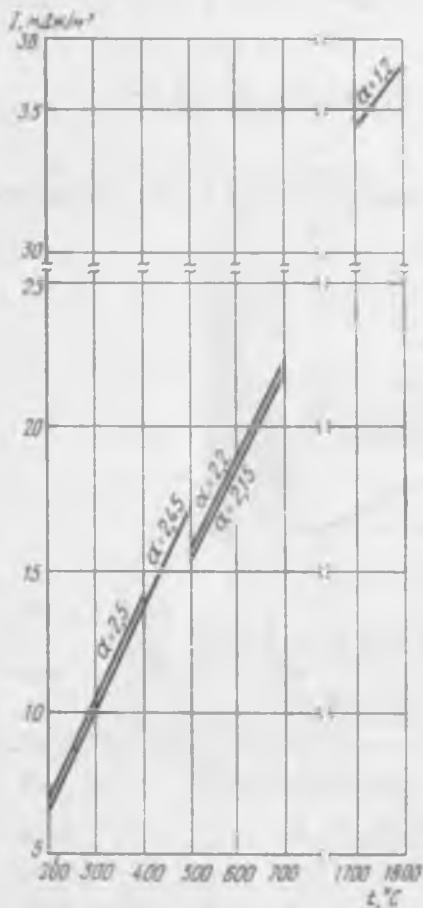


Рис. IX—2. I — t -диаграмма продуктов сгорания природного газа.

Расчет составляющих теплового баланса рабочей камеры

Тепловой баланс (в кДж) рабочей камеры составляем на 1 кг продукции на выходе из печи (индекс «п. к» для составляющих баланса опускаем):

$$q_{\text{п.к}} = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7.$$

Полезно израсходованное тепло на выпечку изделий

$$\begin{aligned} q_1 &= W_{\text{исп}} (i_{\text{п.п}} - i_n) + g_{\text{к}} c_{\text{к}} (t_{\text{к}} - t_{\text{т}}) + (g_{\text{м}} c_{\text{м}} + W_{\text{м}} c_{\text{в}}) (t_{\text{м}} - t_{\text{т}}); \\ q_1 &= 0,06 (2970 - 125,5) + 0,15 \times \\ &\times 1,68 (150 - 30) + (0,425 \cdot 1,68 + \\ &+ 0,425 \cdot 4,187) (98 - 30) = \\ &= 371 \text{ кДж/кг}, \end{aligned}$$

где энтальпия перегретого пара $i_{\text{п.п}}$ определялась при атмосферном давлении при $t_{\text{п.к}} = 250^\circ\text{C}$ по таблицам перегретого пара; энтальпия воды i_n

определялась при $t_{\text{т}} = 30^\circ\text{C}$ и теплоемкости воды, равной 4,187 кДж/кг; $i_n = 30 \cdot 4,187 = 125,5$ кДж/кг; теплоемкость корки $c_{\text{к}} = 1,68$ кДж/(кг·К) (см. приложение).

$$g_{\text{м}} = W_{\text{м}} = \frac{1 - g_{\text{к}}}{2} = \frac{1 - 0,15}{2} = 0,425.$$

Энтальпия продуктов сгорания*, кДж/м³

Коэффициент расхода воздуха	Температура газов, °C	V_{RO_2, CO_2}	i_{N_2}	$i_{N_2}^0$	i_{H_2O}	$i_{H_2O}^0$	i_{H_2}	$(\alpha-1)/\alpha$	i	$\Delta i / 100$
$\alpha_r = 1,2$	1800	4310	2645	19 800	3460	7420	2730	5 200	36 700	
	1700	4040	2485	18 640	3230	6920	2570	4 880	34 500	22,6
$\alpha_p = 2,15$	700	1463	947	7 100	1146	2460	980	10 700	21 700	33,3
	600	1223	805	6 040	968	2070	830	9 600	18 400	32,3
	500	997	665	4 990	795	1700	685	7 470	15 130	
$\alpha_{вх} = 2,2$	700	1463	947	7 100	1146	2460	980	11 160	22 000	33,9
	600	1223	805	6 040	968	2070	830	9 470	18 800	33,2
	500	997	665	4 990	795	1700	685	7 790	15 480	
$\alpha_{вых} = 2,45$	500	997	665	4 990	795	1700	685	9 400	17 100	35,7
	400	773	527	3 960	627	1340	542	7 460	13 520	34,9
	300	559	392	2 940	463	991	403	5 540	10 050	34,1
	200	358	260	1 950	305	652	266,5	3 660	6 630	
$\alpha_{г} = 2,5$	400	773	527	3 960	627	1340	542	7 720	13 780	35,8
	300	559	392	2 940	463	991	403	5 730	10 200	34,5
	200	358	260	1 950	305	652	266,5	3 790	6 750	

* Энтальпию и объемы продуктов сгорания см. в приложении.

Расход тепла на перегрев пара в пекарной камере [параметры пара $p = 147$ кПа ($1,5$ кгс/см²); $x = 0,85$]

$$q_1 = D(i_{п,п} - i_{н,п}); \quad q_1 = 0,150(2970 - 2360) = 92,1 \text{ кДж/кг.}$$

Энтальпия насыщенного пара

$$i_{п,п} = i' + xr; \quad i_{н,п} = 465 + 0,85 \cdot 2230 = 2360 \text{ кДж/кг.}$$

где i' — энтальпия воды при давлении пара p и температуре насыщения $t_n = 110,8^\circ \text{C}$; $i' = 465$ кДж/кг; r — теплота парообразования; при давлении пара 0,15 МПа; $r = 2230$ кДж/кг (см. приложение).

Потери тепла с вентиляционным воздухом

$$q_2 = c_p \frac{W_{всп} + D_{п}}{d_{п,н} - d_{н}} (t_{п,н} - t_{в}); \quad q_2 = 1 \frac{0,06 + 0,15}{0,270 - 0,012} (250 - 25) = 184 \text{ кДж/кг,}$$

где изобарная теплоемкость 1 кг воздуха при постоянном давлении $c_p = 1$ кДж/(кг·К); влагосодержание среды пекарной камеры $d_{п,н} = 270$ г/кг;влагосодержание и температура воздуха в пекарном зале $d_{в} = 12$ г/кг; $t_{в} = 25^\circ \text{C}$.

Потери тепла на нагрев транспортных приспособлений

$$q_3 = g_c c_c (t'_c - t'_0) = 1,11 \cdot 0,46(140 - 30) = 56,2 \text{ кДж/кг,}$$

где масса сетки конвейера, приходящаяся на 1 кг хлеба, $g_c = 1,11$ кг/кг; теплоемкость сетки $c_c = 0,46$ кДж/(кг·К).

Потери тепла ограждениями пекарной камеры в окружающую среду

$$q_6 = \frac{Q_6}{G},$$

или в единицу времени потери тепла

$$Q_6 = f \left\{ a_{\text{пр}} C_0 \left[\left(\frac{T_{\text{в}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{с}}}{100} \right)^4 \right] + \alpha (t_{\text{в}} - t_{\text{с}}) \right\},$$

где f — поверхность ограждений печи, м^2 ;

$a_{\text{пр}}$ — приведенная степень черноты системы поверхностей ограждений печи — окружающая среда;

$$a_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{2}{a_{\text{м}}} - 1} = \frac{1}{\frac{2}{0,9} - 1} = 0,82,$$

где $a_{\text{м}} = 0,9$ и $C_0 = 5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}^4)$.

Производительность печи при выпечке булки круглой массой 1 кг

$$G = \frac{n g \cdot 60}{\tau_{\text{вып}}}; \quad G = \frac{9 \cdot 48 \cdot 60}{40} = 650 \text{ кг/ч (0,18 кг/с)},$$

где n — количество тестовых заготовок, укладываемых по ширине пода печи;
 $n = 9$;

g — число рядов заготовок, укладываемых по длине пода; $g = 48$;

$\tau_{\text{вып}}$ — длительность выпечки булки круглой; $\tau_{\text{вып}} = 40 \text{ мин.}$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от вертикальных стен

$$\alpha_{\text{верт}} = \text{Nu} \frac{\lambda}{l},$$

где $\text{Nu} = C (\text{Gr Pr})^n$.

Определяющая температура

$$t_{\text{т}} = \frac{t_{\text{в}} + t_{\text{с}}}{2}; \quad t_{\text{т}} = \frac{40 + 25}{2} = 32,5^\circ \text{C},$$

где $t_{\text{в}}$ — средняя температура обшивки печи; $t_{\text{с}} = 40^\circ \text{C}$.

При данном $t_{\text{т}}$ для воздуха $\lambda = 0,0269 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$;
 $\nu = 16,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$; $\text{Pr} = 0,72$ (см. приложение).

Критерий Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{\beta g \Delta t l^3}{\nu^2} = \frac{1,93 \cdot 9,81 (40 - 25)}{(273 + 32,5) (16,3 \cdot 10^{-6})^2} = 12,5 \cdot 10^6,$$

где l — высота печи; $l = 1,9 \text{ м}$ (см. рис. IX—3).

Произведение критериев

$$Gr Pr = 12,5 \cdot 10^9 \cdot 0,72 = 9 \cdot 10^9.$$

При этой величине произведения критериев $C=0,135$;
 $n=0,33$.

Критерий Нуссельта

$$Nu = 0,135 (9 \cdot 10^9)^{0,33} = 281.$$

Тогда

$$\alpha^{верт} = 281 \cdot \frac{0,0269}{1,9} = 3,97 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией от горизонтальных стен

$$\alpha^{гор} = 1,3 Nu \frac{\lambda}{l}.$$

Критерий Грасгофа

$$Gr = \frac{3,55^3 \cdot 9,81 \cdot 15}{305,5(16,3 \cdot 10^{-4})^3} = 81,2 \cdot 10^9,$$

где l — определяющий размер — ширина печи; $l=3,55$ м.

Произведение

$$Gr Pr = 81,2 \cdot 10^9 \cdot 0,72 = 58,5 \cdot 10^9.$$

Тогда $C=0,135$; $n=0,33$.

Критерий Нуссельта

$$Nu = 0,135 (58,5 \cdot 10^9)^{0,33} = 523.$$

Коэффициент конвективной теплоотдачи

$$\alpha^{гор} = 1,3 \cdot 523 \cdot \frac{0,0269}{3,55} = 5,15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Размеры вертикальных поверхностей печи (рис. IX—3)

$$f_{верт} \approx 2 \cdot 12 \cdot 1,9 \approx 45,6 \text{ м}^2.$$

Размеры горизонтальных поверхностей печи

$$f_{гор} \approx 12 \cdot 3,55 = 42,6 \text{ м}^2.$$

Теплоотдача вертикальными поверхностями

$$Q_{вер} = 45,6 \left\{ 3,97 (40 - 25) + 0,82 \cdot 5,7 \left[\left(\frac{273+40}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+25}{100} \right)^4 \right] \right\} = 6,4 \text{ кВт}.$$

Теплоотдача горизонтальными поверхностями

$$Q_{гор} = 42,6 \left\{ 5,15 (40 - 25) + 0,82 \cdot 5,7 \left[\left(\frac{273+40}{100} \right)^4 - \left(\frac{273+25}{100} \right)^4 \right] \right\} = 6,75 \text{ кВт.}$$

Общая теплоотдача стенами

$$Q_0 = 6,4 + 6,75 = 13,15 \text{ кВт.}$$



Рис. IX—3. Схематическое изображение печи ПХК-25

или на единицу продукции

$$q_0 = \frac{13,15}{0,18} = 73 \text{ кДж/кг.}$$

Принимаем прочие потери

$$q_6 + q_7 = 36 \text{ кДж/кг.}$$

Тогда, включая все потери на наружное охлаждение в баланс пекарной камеры, получим:

$$q_{п.к} = 371 + 92,1 + 184 + 56,2 + 73 + 36 = 812,3 \text{ кДж/кг.}$$

Расход тепла на выпечку изделий и тепловые потери в пекарной камере составят:

$$Q_1 = q_1 G; \quad Q_1 = 371 \cdot 0,18 = 67 \text{ кВт;}$$

$$Q_2 = q_2 G; \quad Q_2 = 92,1 \cdot 0,18 = 16,6 \text{ кВт;}$$

$$Q_3 = q_3 G; \quad Q_3 = 184 \cdot 0,18 = 33,2 \text{ кВт;}$$

$$Q_4 = q_4 G; \quad Q_4 = 56,2 \cdot 0,18 = 10,15 \text{ кВт;}$$

$$Q_5 = q_5 G; \quad Q_5 = 73 \cdot 0,18 = 13,15 \text{ кВт;}$$

$$Q_6 + Q_7 = (q_6 + q_7) G; \quad Q_6 + Q_7 = 36 \cdot 0,18 = 6,48 \text{ кВт.}$$

Суммарная теплоотдача в пекарную камеру $\Sigma Q_i = Q_{п.к} = 146,6 \text{ кВт.}$

Принимаем среднюю температуру уходящих газов $t_{yx} = 350^\circ\text{C}$. При этой температуре и $\alpha_{yx} = 2,5$ потери тепла с уходящими газами $I_{yx} = 12000 \text{ кДж/м}^3$ (см. табл. IX—3 либо $I-t$ -диаграмму, рис. IX—2).

Потери тепла с уходящими газами (в %)

$$q_3 = \frac{I_{y_3}}{Q_p} ; q_3 = \frac{12\,000}{35\,700} \cdot 100 = 33,5\%.$$

Так как потери тепла от химической неполноты горения отсутствуют ($q_3=0$), расход топлива

$$B = \frac{Q_{п.к}}{Q_p(1-q_3)} ; B = \frac{146,6}{35\,700(1-0,335)} = 62 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3/\text{с} = 22,3 \text{ м}^3/\text{ч}.$$

Расход условного топлива

$$B_{усл} = \frac{B \cdot 35\,700}{29\,300} = \frac{22,3 \cdot 35\,700}{29\,300} = 27,1 \text{ кг/ч},$$

где 29300 — теплота сгорания условного топлива, кДж/кг.

Удельный расход природного газа

$$b = \frac{B}{G} = \frac{22,3}{0,65} = 34,4 \text{ м}^3/\text{т}.$$

Удельный расход условного топлива

$$b_{усл} = \frac{B_{усл}}{G} ; b_{усл} = \frac{27,1}{0,65} = 41,7 \text{ кг/т}.$$

Глава X. ТЕПЛОВОЙ И АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПЕЧЕЙ

В процессе проектирования печей хлебопекарного и кондитерского производств важную роль играют тепловые и аэродинамические расчеты.

Расчеты печей могут быть двоякого характера. При разработке новых типов печей производят так называемые конструктивные тепловые и аэродинамические расчеты, т. е. расчеты, связанные с определением геометрических размеров и конструкции отдельных элементов печи (греющих и транспортирующих каналов, топочного устройства и некоторых других), а также тягодутьевых устройств и дымовой трубы.

Помимо конструктивных расчетов широко распространены также поверочные тепловые и аэродинамические расчеты, когда конструктор определяет параметры работы (производительность, расход топлива и др.) промышленной печи, находящейся в эксплуатации. Поверочные расчеты печи обычно бывают сложнее, чем конструктивные.

На практике, однако, в чистом виде поверочные и конструктивные расчеты встречаются редко. Обычно при расчете печного агрегата применяют элементы обоих этих видов расчетов, т. е. часть устройств печи рассматривают как готовые (поверочные расчеты), а часть — как вновь создаваемые (конструктивные расчеты).

Тепловые и аэродинамические расчеты печей производят, используя результаты, приведенные в предыдущих главах учебника.

Следует иметь в виду, что тепловые расчеты предворают конструирование промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств, являясь в то же время одной из наиболее сложных составных частей процесса разработки печи. Тепловые расчеты, выполняемые методом последовательных приближений (итерационным методом) весьма сложные и громоздкие, требующие длительной, кропотливой работы конструктора либо расчетчика.

Все сказанное характерно в основном для современных тоннельных промышленных печей с рециркуляцией продуктов сгорания, в которых имеется обычно несколько тепловых зон. В этом случае метод последовательного приближения используется как при тепловых расчетах отдельных зон обогрева рабочей камеры, так и для всей печи. Это делает тепловые расчеты таких печей особенно громоздкими и сложными. Они связаны с большой вычислительной работой.

Что касается аэродинамических расчетов промышленных печей хлебопекарного и кондитерского производств, то они проще, чем тепловые расчеты. Аэродинамический расчет печи в процессе ее проектирования заключается в последовательном определении отдельных аэродинамических сопротивлений всех участков газового тракта, суммировании их и на основании этой суммы, а также расхода продуктов сгорания подбора тягового (дымососа, рециркуляционного вентилятора) устройства печи либо дымовой трубы.

В связи со сравнительной сложностью тепловых расчетов промышленных печей в КТИППе была разработана методика и составлен алгоритм их расчета с помощью ЭВМ. Использование ЭВМ для расчетов теплотехнических агрегатов в настоящее время получает все большее распространение.

В данной, завершающей, главе приводятся методы и примеры полных тепловых и аэродинамических расчетов современных промышленных печей, производимых обычными методами и с помощью ЭВМ. Эти примеры могут быть использованы при расчетах печей хлебопекарного и кондитерского производств в процессе их проектирования. Алгоритмы расчета можно применять при проектировании промышленных печей аналогичных типов. С некоторыми изменениями они будут полностью подходить и для расчета более широкого класса хлебопекарных и кондитерских печей.

1. РАСЧЕТ СИСТЕМЫ ОБОГРЕВА ПЕЧЕЙ ОБЫЧНЫМИ МЕТОДАМИ

Рассмотрим последовательность расчета системы обогрева печи ПХК-25. Приводимый ниже расчет является универсальным, он распространяется на печи, вырабатывающие как хлебобулочные, так и мучные кондитерские изделия. В то же время методика этого расчета может быть использована при тепловых расчетах аналогичных печей хлебопекарного и кондитерского производств.

Используем данные теплового баланса печи ПХК-25 модели 1972 г.,* приведенные в § 3 гл. IX. Тогда суммарная теплоотдача в ее рабочую камеру составляет $Q_{п.к} = \Sigma Qi = 146,6$ кВт.

Распределение тепла по греющим поверхностям приведено в табл. X—1 (теплораспределение производим, исходя из результатов испытаний печей ПХК).

Т а б л и ц а X—1

Теплораспределение по греющим поверхностям

Зона	Греющая поверхность	кВт	Теплоотдача, % к общей теплоотдаче	
			в зоне	в камере
I	Нижняя	45,6	57,6	31,1
	Верхняя	33,5	42,4	22,9
	Итого	79,1	100	54,0
II	Нижняя	18,6	48,5	12,7
	Верхняя	19,8	51,5	13,5
	Итого	38,4	100	26,2
III	Нижняя	14	48	9,5
	Верхняя	15,1	52	10,3
	Итого	29,1	100	19,8
	Всего в рабочей камере	146,6	—	100

При $\alpha_p = 2,15$, $\alpha_t = 1,2$, $\alpha_{yx} = 2,5$ (см. табл. IX—1) коэффициент кратности рециркуляции

$$r_\alpha = \frac{\alpha_p - \alpha_t}{\alpha_{yx} - \alpha_p}; \quad r_\alpha = \frac{2,15 - 1,2}{2,5 - 2,15} = 2,715.$$

По балансу энтальпии при температуре рабочих газов $t_p = 600^\circ \text{C}$, уходящих $t_{yx} = 350^\circ \text{C}$ и тех же коэффициентах расхода воздуха

$$r_I = \frac{Q_{\text{н}}^{\text{в}} - I_p}{I_p - I_{yx}}; \quad r_I = \frac{35,7 - 18,4}{18,4 - 12,0} = 2,715,$$

где I_p определяется по рис. IX—2 или по табл. IX—2.

Из двух последних выражений видно, что $r_\alpha = r_I$. Таким образом, коэффициент кратности рециркуляции $r = 2,715$.

Тогда, пренебрегая влагой воздуха, на 1 м^3 горючего газа количество рециркулирующих газов составит:

$$V_{\text{rc}} = [V_r^0 + (\alpha_{yx} - 1)V^0]r; \quad V_{\text{rc}} = [10,64 + (2,5 - 1) \cdot 9,48] \cdot 2,715 = 67,5 \text{ м}^3 \cdot \text{м}^3.$$

* Приведенная методика полностью относится к печам ПХК-25 модели 1976 г., имеющим менее разветвленный газовый тракт с двумя зонами обогрева (см. гл. IV).

Средний объем греющих газов в каналах

$$V_{\text{ср}} \approx B \left\{ \left[V_{\text{г}}^0 + \left(\frac{\alpha_{\text{вх}} + \alpha_{\text{вых}}}{2} - 1 \right) V^0 \right] + V_{\text{пу}} \right\};$$

$$V_{\text{ср}} \approx 22,3 \left\{ \left[10,64 + \left(\frac{2,2 + 2,45}{2} - 1 \right) \cdot 9,48 \right] + 67,5 \right\} = 2025 \text{ м}^3/\text{ч};$$

или в секунду средний объем греющих газов в канале

$$V_{\text{ср}} = \frac{2025}{3600} = 0,562 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Первая зона обогрева печи

Каждая зона обогрева печи включает в себя нижний и верхний греющие каналы.

Нижний нагревательный канал. Верхняя стенка нижнего нагревательного канала передает тепло в рабочую камеру излучением и конвекцией.

Для определения необходимой температуры рабочей стенки (теплопадение в тонкой металлической, толщиной 2 мм, стенке пренебрегаем) напишем уравнение теплообмена

$$\frac{Q_{\text{из}}}{f_{\text{из}}} = \alpha (t_{\text{п}} - t_{\text{п,к}}) + a_{\text{пр}} C_0 \left[\left(\frac{T_{\text{п}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{п,п}}}{100} \right)^4 \right], \quad (\text{X}-1)$$

где $f_{\text{из}}$ — площадь греющей поверхности, м^2 ; $f_{\text{из}} = bl = 2,15 \cdot 4,35 = 9,36 \text{ м}^2$ (b — ширина; l — длина греющей поверхности, см. рис. 1X-1);

α — коэффициент теплоотдачи конвекцией от греющей поверхности к среде рабочей камеры;

$t_{\text{п}}, T_{\text{п}}$ — средняя температура греющей поверхности, $^{\circ}\text{C}$, K ;

$t_{\text{п,к}}$ — средняя температура среды рабочей камеры;

$a_{\text{пр}}$ — приведенная степень черноты излучающей (греющей и лучевоспринимающей поверхности);

$$a_{\text{пр}} = \frac{1}{\frac{1}{a_{\text{п}}} + \frac{1}{a_{\text{л,п}}} - 1} = \frac{1}{\frac{1}{0,85} + \frac{1}{0,85} - 1} = 0,74,$$

где степень черноты излучающей $a_{\text{п}}$ и лучевоспринимающей $a_{\text{л,п}}$ поверхностей (тестовые заготовки) могут быть приняты одинаковыми и равными $a_{\text{п}} = a_{\text{л,п}} = 0,85$ (см. приложение);

$$C_0 = 5,7 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K}^4);$$

$T_{\text{п,п}}$ — средняя температура лучевоспринимающей поверхности; принимаем $T_{\text{п,п}} = 100 + 273 = 373 \text{ K}$, т. е. средняя температура поверхности тестовых заготовок в I зоне печи составляет примерно 100°C , что достаточно близко к действительности.

В уравнении теплообмена (X-1) принято, что угловой коэффициент равен единице, так как все тепловое излучение попадает на изделия. Предварительно задаемся: $t_{\text{п}} = 350^{\circ}\text{C}$; $t_{\text{п,к}} = 300^{\circ}\text{C}$. Тогда определяющая температура $t_{\text{г}}$ при свободном движении среды рабочей камеры

$$t_{\text{г}} = \frac{t_{\text{п}} + t_{\text{п,к}}}{2}; \quad t_{\text{г}} = \frac{350 + 300}{2} = 325^{\circ}\text{C}$$

$$\beta = \frac{1}{273 + 325} = \frac{1}{598}.$$

Разность между температурами греющей поверхности и среды рабочей камеры

$$\Delta t = t_{\text{п}} - t_{\text{ср.к}}; \quad \Delta t = 350 - 300 = 50^\circ\text{C}.$$

Эквивалентный диаметр рабочей камеры определяется как для слоя газа бесконечных размеров с толщиной $\delta = 0,2$:

$$d_{\text{экв}} = 1,8\delta = 1,8 \cdot 0,2 = 0,36 \text{ м}.$$

При $t_{\text{т}} = 325^\circ\text{C}$ коэффициент кинематической вязкости среды рабочей камеры $\nu = 51,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$, коэффициент теплопроводности среды $\lambda = 0,0476 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$, критерий Прандтля $\text{Pr} = 0,72$ (см. приложение).

Тогда критерий Грасгофа

$$\text{Gr} = \frac{\beta \Delta t g d_{\text{экв}}^3}{\nu^2}; \quad \text{Gr} = \frac{50 \cdot 9,81 \cdot 0,36^3}{598 (48,2 \cdot 10^{-6})^2} = 1,64 \cdot 10^7.$$

Произведение критериев

$$\text{Gr Pr} = 1,64 \cdot 10^7 \cdot 0,72 = 1,18 \cdot 10^7,$$

тогда (см. табл. на с. 61) $C = 0,54$; $n = 0,25$.

Критерий Нуссельта

$$\text{Nu} = C (\text{Gr Pr})^n; \quad \text{Nu} = 0,54 \sqrt[4]{1,18 \cdot 10^7} = 31,6.$$

Коэффициент теплоотдачи конвекцией

$$\alpha' = \frac{\text{Nu} \lambda}{d_{\text{экв}}}; \quad \alpha' = \frac{31,6 \cdot 0,0476}{0,36} = 4,18 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Так как тепло отдается вверх, действительное значение коэффициента теплоотдачи будет на 30% выше, т. е.

$$\alpha = 1,3 \cdot 4,18 = 5,42 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Подставляя все найденные величины в уравнение (X—1), получим ($Q_{\text{п}}$ находим по табл. X—1):

$$\frac{45,6 \cdot 10^3}{9,36} = 5,42 \cdot (t_{\text{п}} - 270) + 0,74 \cdot 5,7 \left[\left(\frac{T_{\text{п}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{373}{100} \right)^4 \right],$$

где 270 — уточненная температура среды рабочей камеры (близка к принятой предварительно), $^\circ\text{C}$.

После упрощений выражение для определения $t_{\text{п}}$ принимает вид

$$4870 = 5,42 (t_{\text{п}} - 270) + 4,21 \left[\left(\frac{T_{\text{п}}}{100} \right)^4 - 193 \right].$$

Отсюда методом последовательных приближений находим температуру греющей (рабочей) поверхности канала — рабочей камеры $t_{\text{п}} \approx 325^\circ\text{C}$, или $T_{\text{п}} = 598 \text{ К}$. (Температуры металлических поверхностей вычисляем с точностью до 5 град, что соответствует точности методики расчета).

* Величину ν в критерии Gr принимаем по уточненной ниже температуре.

Найденная температура металлической стенки рабочей камеры t_n близка к заданной предварительно и к полученной при испытаниях печей ПХК. Таким образом, уточнения в расчете не производим.

Теплообмен в каналах рассчитываем по методике, предложенной в работе [10], с использованием соотношений, приведенных в гл. II.

Температуру излучающей внутренней стенки канала определяем из соотношения

$$\begin{aligned} \alpha(t_r - t_{изл}) + a_{изл} 5,7 a_r \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{изл}}{100} \right)^4 \right] = \\ = a_{пр} 5,7 (1 - a_r) \left[\left(\frac{T_{изл}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_n}{100} \right)^4 \right]. \end{aligned} \quad (X-2)$$

Это соотношение записано для единицы поверхности (так как $f_{изл} \approx f_n$) со следующими упрощениями: поверхности излучающей стенки плоского канала и стенки рабочей камеры (рабочей стенки канала) равны, что достаточно близко к действительности; степень черноты газов определяем при средней по длине канала температуре газов t_r , так как средние температуры греющих газов и стенок каналов достаточно близки; теплотерями в каналах пренебрегаем, так как каналы покрыты толстым изоляционным слоем и потери на наружное охлаждение учтены в потерях рабочей камеры.

Принимаем $a_{изл} = a_n = 0,85$. Тогда приведенная степень черноты стенок греющего канала

$$a_{пр} = \frac{1}{\frac{1}{0,85} + \frac{1}{0,85} - 1} = 0,74.$$

Найдем степень черноты газов в каналах a_r .

Средняя длина пути луча в плоском канале высотой $\delta = 50$ мм (0,05 м) (см. рис. IX—1)

$$S_{эф} = 1,8 \cdot 0,05 = 0,09 \text{ м.}$$

При среднем коэффициенте расхода воздуха (табл. IX—1) среднее парциальное давление углекислого газа $p_{CO_2} = p_{RO_2} = 0,00427$ МПа (0,0427 ат); водяных паров $p_{H_2O} = 0,01$ МПа.

Тогда произведение

$$p_{CO_2} S_{эф} = 0,0427 \cdot 0,09 = 0,00384 \text{ ат} \cdot \text{м} (0,000384 \text{ МПа} \cdot \text{м})$$

и

$$p_{H_2O} S_{эф} = 0,1 \cdot 0,09 = 0,009 \text{ ат} \cdot \text{м} (0,0009 \text{ МПа} \cdot \text{м}).$$

Средняя температура газов t_r в нижнем канале I зоны обогрева печи

$$t_r = \frac{t_{вх} + t_{вых}}{2} = \frac{590 + 350}{2} = 470^\circ \text{C},$$

где $t_{вх}$ — температура газа на входе в канал; $t_{вх} = 590^\circ \text{C}$, т. е. на 10°C меньше t_p^* ;

$t_{вых}$ — температура газов, выходящих из канала; $t_{вых} \approx t_{гх} = 350^\circ \text{C}$.

Тогда степень черноты диоксида углерода в канале $a_{\text{CO}_2} = 0,036$ (см. гл. II).

Степень черноты водяных паров (см. гл. II)

$$a_{\text{H}_2\text{O}} = a_{\text{H}_2\text{O}}^* = 0,037 \cdot 1,08 = 0,04.$$

Степень черноты газов

$$a_g = a_{\text{CO}_2} + a_{\text{H}_2\text{O}}; \quad a_g = 0,036 + 0,04 = 0,076 \approx 0,08.$$

Подставив найденные значения $a_{\text{пр}} = 0,74$, $a_g = 0,08$, $a_{\text{изл}} = 0,85$ в выражение (X—2) для средней температуры излучающей стенки канала и преобразовав его, получим:

$$4,26 \left(\frac{T_{\text{изл}}}{100} \right)^4 + \alpha_{\text{изл}} = 0,387 \left(\frac{T_g}{100} \right)^4 + \alpha_g + 3,87 \left(\frac{T_w}{100} \right)^4. \quad (\text{X—3})$$

Выражение (X—3) используем для определения температуры излучающей стенки газового канала при расчете теплообмена в верхних и нижних каналах I, II и III зон. Для этого предварительно найдем истинную температуру газов на выходе из канала.

Согласно предварительным расчетам необходимый средний секундный расход греющих газов в нижнем канале I зоны обогрева

$$V_{\text{ср}}^{\text{ин}} = 0,2035 \text{ м}^3/\text{с}.$$

Тогда увеличенное на кратность рециркуляции количество горючих газов, направляемых в нижний канал I зоны,

$$B_{\text{ин}} = B(1 + r) \frac{V_{\text{ср}}^{\text{ин}}}{V_{\text{ср}}};$$

$$B_{\text{ин}} = 22,3(1 + 2,715) \frac{0,2035}{0,562} = 30 \text{ м}^3/\text{ч} (8,33 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}).$$

Теплоотдача на 1 м^3 горючего газа (см. табл. X—1)

$$\Delta I = \frac{Q_{\text{ин}}}{B_{\text{ин}}}; \quad \Delta I = \frac{45,6}{8,33 \cdot 10^{-3}} = 5490 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

Тогда энтальпия газа на выходе из канала (см. табл. IX—2 либо I — t -диаграмму, рис. IX—2)

$$I_{\text{вых}} = I_{\text{вх}} - \Delta I = 18\,400 - 5490 \approx 12\,900 \text{ кДж}/\text{м}^3.$$

* Так как продукты сгорания на участке от выхода из камеры смешения и до входа в греющие каналы практически не охлаждаются (транспортирующие газы надежно изолированы и теплоотдача в окружающую среду незначительна), то $I_p \approx I_{\text{вх}}$, т. е. энтальпия газов на выходе из камеры смешения (рабочих газов) и на входе в греющие каналы практически одинакова. Однако, так как на этом участке газового тракта имеет место присос воздуха, то $a_p = 2,15$, а $a_{\text{вх}} = 2,2$. Вследствие этого температура газов снижается. Судя по I — t -диаграмме, $t_p - t_{\text{вх}} \approx 10^\circ \text{C}$, т. е. $t_{\text{вх}} = t_p - 10 = 600 - 10 = 590^\circ \text{C}$, что и принято при определении температуры t_g .

Энтальпии $I_{\text{вых}}$ соответствует температура газов на выходе из канала (пренебрегая теплом присоса), см. $I-t$ -диаграмму, $t_{\text{вых}} = 380^\circ \text{C}$.

Средняя (уточненная) температура газов в канале

$$t_r = \frac{590 + 380}{2} = 485^\circ \text{C}, \text{ или } T_r = 758 \text{K},$$

т. е. эта температура незначительно отличается от принятой предварительно, и поэтому найденную ранее величину a_r не уточняем.

Зная величину t_r , определяем коэффициент теплоотдачи конвекцией α , входящей в формулу (X—3).

Температура 590°C в последней формуле определена по $I-t$ -диаграмме при $I_{\text{вх}} = 18400 \text{ кДж/м}^3$, $\alpha_{\text{вх}} = 2,2$ (см. сноску на с. 287).

Тогда средняя скорость газов в канале

$$w = v_{\text{сп}}^{\text{ин}} \frac{t_r + 273}{273F}; \quad w = 0,2035 \cdot \frac{485 + 273}{273 \cdot 0,1075} = 5,26 \text{ м/с},$$

где площадь сечения канала (см. рис. IX—1).

$$F = 0,05 \cdot 2,15 = 0,1075 \text{ м}^2.$$

Для определения характера вынужденного движения газов в канале найдем критерий Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{w d_{\text{экв}}}{\nu}; \quad \text{Re} = \frac{5,26 \cdot 0,09}{73,9 \cdot 10^{-6}} = 6400,$$

где эквивалентный диаметр канала $d_{\text{экв}} = 1,8 \cdot 0,05 = 0,09 \text{ м}$; кинематическая вязкость газов в канале при средней температуре газов $t_r = 485^\circ \text{C}$ $\nu = 73,9 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ (см. приложение).

Так как $\text{Re} < 10^4$, то режим движения в нижнем канале I зоны обогрева переходный.

Коэффициент теплоотдачи конвекцией α в канале можно определить по формуле

$$\alpha = 0,00365 \cdot \frac{\lambda}{\nu} w \text{Pr}^{0,4}. \quad (\text{X—4})$$

Эта формула получена для щелевых каналов воздухоподогревателей при $\text{Re} < 10^4$. Коэффициент теплоотдачи может быть также определен по номограмме, приведенной в работе * и построенной по этой формуле.

При $w = 5,26 \text{ м/с}$ и $t_r = 485^\circ \text{C}$ коэффициент $\alpha = 14 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}$.

Подставив найденные значения температур $t_r (T_r)$, $T_{\text{п}}$ и α в формулу (X—3), получим

$$4,26 \left(\frac{T_{\text{изл}}}{100} \right)^4 + 14 w_{\text{изл}} = 0,387 \left(\frac{758}{100} \right)^4 + 14 \cdot 485 + 3,87 \left(\frac{598}{100} \right)^4.$$

Отсюда методом последовательных приближений получаем $t_{\text{изл}} = 380^\circ \text{C}$, $T_{\text{изл}} = 653 \text{ K}$.

* Тепловой расчет котельных агрегатов (нормативный метод). М., 1973.

Количество тепла, передаваемое стенке канала, обращенной в рабочую камеру, является суммой следующих величин:

1) Теплоотдача от излучающей стенки канала

$$q_1 = a_{\text{пр}} C_0 (1 - a_r) \left[\left(\frac{T_{\text{изл}}}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{п}}}{100} \right)^4 \right].$$

2) Теплоотдача излучением от греющих газов

$$q_2 = a_{\text{п}} C_0 a_r \left[\left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_{\text{п}}}{100} \right)^4 \right].$$

3) Теплоотдача конвекцией от греющих газов

$$q_3 = \alpha (t_r - t_{\text{п}}).$$

Последние три выражения получены с учетом тех же замечаний, что и при выводе формулы (X—2).

Общее количество тепла, передаваемое рабочей стенке канала,

$$q = \sum_{i=1}^3 q_i = q_1 + q_2 + q_3.$$

Подставив в соотношения для q_i те же значения постоянных, что и в формулу (X—3), из последнего выражения найдем общее количество тепла q . После подстановки значений q_i в выражение для q и преобразований получим:

$$q_{1\text{п}} = 3,87 \left(\frac{T_{\text{изл}}}{100} \right)^4 + 0,387 \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - 4,26 \left(\frac{T_{\text{п}}}{100} \right)^4 + \alpha (t_r - t_{\text{п}}). \quad (\text{X—5})$$

Подставив в последнее соотношение найденные значения температур $t_{\text{изл}} (T_{\text{изл}})$, $t_r (T_r)$ и $t_{\text{п}} (T_{\text{п}})$ и коэффициента теплоотдачи α , получим интенсивность теплоотдачи от нижнего греющего канала

$$q_{1\text{п}} = 3,87 \left(\frac{653}{100} \right)^4 + 0,387 \left(\frac{758}{100} \right)^4 - 4,26 \left(\frac{598}{100} \right)^4 + 14 (485 - 325) = 5120 \text{ Вт/м}^2.$$

Неувязка баланса

$$\Delta q = q_{1\text{п}} - \frac{Q_{1\text{п}}}{f_{1\text{п}}}; \quad \Delta q = 5120 - \frac{45,6 \cdot 10^3}{9,36} = 5120 - 4870 = 250 \text{ Вт/м}^2,$$

или

$$\Delta q = \frac{250}{5120} \cdot 100 = 4,93\%,$$

что допустимо.

Таким образом, температуру газов на выходе из канала не уточняем и расчет не повторяем.

Верхний нагревательный канал. Температуру обращенной в рабочую камеру нижней стенки верхнего нагревательного канала определяем из соотношения (X—1), в которое вместо $Q_{1\text{п}}$ входит $Q_{1\text{в}} = 33,5 \text{ кВт}$ (см. табл. X—1).

Площадь теплоотдающей поверхности верхнего греющего канала (см. рис. IX—1)

$$f_{1в} = bl; \quad f_{1в} = 2,15 \cdot 3,2 = 6,88 \text{ м}^2.$$

Так как температура греющих поверхностей и среды пекарной камеры в данном случае примерно такая же, как и при расчете теплоотдачи от нижнего нагревательного канала, то коэффициент теплоотдачи при свободной конвекции внутри рабочей камеры может быть достаточно точно принят таким же, как и вычисленный выше. Однако, так как в этом случае теплоотдача от рабочей поверхности канала происходит вниз, коэффициент теплоотдачи, найденный выше, следует уменьшить на 30 %, т. е.

$$\alpha = 0,7 \cdot 4,18 = 2,92 \text{ Вт/(м}^2 \cdot \text{К)}.$$

Остальные величины в формуле (X—1) такие же, как и при расчете теплоотдачи от нижнего нагревательного канала первой зоны.

Тогда после подстановки всех известных величин в уравнение (X—1) получим

$$\frac{Q_{1в}}{f_{1в}} = \frac{33,5 \cdot 10^3}{6,88} = 4870 = 2,92 (t_{гв} - 270) + 4,21 \left[\left(\frac{T_{гв}}{100} \right)^4 - 193 \right].$$

Отсюда температура рабочей поверхности канала $t_{гв} = 330^\circ\text{C}$, $T_{гв} = 603 \text{ К}$.

Найдем температуру газов на выходе из канала. Из предварительных расчетов необходимый средний секундный расход греющих газов в верхнем канале I зоны обогрева $V_{гв}^{1в} = 0,183 \text{ м}^3/\text{с}$.

Тогда увеличенное на кратность рециркуляции количество горючих газов, направленных в верхний канал I зоны,

$$B_{1в} = B(1 + r) \frac{V_{гв}^{1в}}{V_{гв}}; \quad B_{1в} = 22,3(1 + 2,715) \frac{0,183}{0,562} = 27 \text{ м}^3/\text{с} \quad (7,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{с}).$$

Теплоотдача на 1 м³ горючего газа (см. табл. X—1)

$$\Delta I = \frac{Q_{1в}}{B_{1в}}; \quad \Delta I = \frac{33,5}{7,5 \cdot 10^{-3}} = 4470 \text{ кДж/м}^3.$$

Тогда, пренебрегая теплом присоса, энтальпия газа на выходе из канала (см. I — t -диаграмму)

$$I_{гвх} = I_{гв} - \Delta I; \quad I_{гвх} = 18400 - 4470 = 13930 \text{ кДж/м}^3.$$

При этих данных температура газов на выходе из канала по I — t -диаграмме $t_{гвх}^{1в} = 410^\circ\text{C}$, $T_{гвх}^{1в} = 683 \text{ К}$.

Определим температуру излучающей стенки канала. Средняя температура газов в канале

$$t_{гв} = \frac{t_{гвх} + t_{гвх}^{1в}}{2}; \quad t_{гв} = \frac{590 + 410}{2} = 500^\circ\text{C} \quad (773 \text{ К}).$$

Средняя скорость газов в канале

$$w = v_{\text{ср}}^{\text{газ}} \frac{T_r}{273F}; \quad w = 0,183 \cdot \frac{773}{273 \cdot 0,1075} = 4,82 \text{ м/с},$$

где площадь сечения верхнего канала $F = 0,05 \cdot 2,15 = 0,1075 \text{ м}^2$, т. е. такая же, как и нижнего (см. рис. IX—1).

Критерий Рейнольдса

$$\text{Re} = \frac{w d_{\text{кан}}}{\nu} = \frac{4,82 \cdot 0,09}{76,3 \cdot 10^{-6}} = 5680,$$

где $\nu = 76,3 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ при $t_r = 500^\circ \text{С}$.

Таким образом, $\text{Re} < 10^4$ и режим движения переходный.

По упомянутой выше номограмме для $w = 4,82 \text{ м/с}$ и $t_r = 500^\circ \text{С}$ $\alpha = 12,8 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Подставив найденные значения температур и коэффициента теплоотдачи в формулу (X—3), получим

$$4,26 \left(\frac{T_{\text{изл}}}{100} \right)^4 + 12,8 T_{\text{изл}} = 0,387 \left(\frac{773}{100} \right)^4 + 12,8 \cdot 500 + 3,87 \left(\frac{603}{100} \right)^4.$$

Отсюда температура излучающей стенки $t_{\text{изл}} = 385^\circ \text{С}$, $T_{\text{изл}} = 658 \text{ К}$.

Подставив значения температур и коэффициента теплоотдачи в формулу (X—5), найдем количество тепла, передаваемого стенке верхнего греющего канала I зоны, обращенной в рабочую камеру:

$$q_{1\text{в}} = 3,87 \left(\frac{658}{100} \right)^4 + 0,387 \left(\frac{773}{100} \right)^4 - 4,26 \left(\frac{603}{100} \right)^4 + 12,8 (500 - 330) = 5170 \text{ Вт/м}^2.$$

Неуязвка баланса

$$\Delta q = q_{1\text{в}} - 4870 = 5170 - 4870 = 300 \text{ Вт/м}^2,$$

или

$$\Delta q = \frac{300 \cdot 100}{5170} = 5,8\%,$$

что допустимо.

Т а б л и ц а X—2

Результаты теплового расчета печи ПХК-25

Зона	Греющий канал	Расход газов $v_{\text{ср}}^{\text{газ}}$, м ³ /с	Средняя скорость газов w , м/с	Средняя температура, °С			Интенсивность теплообмена $q_{\text{в}}$, кВт/м ²
				газов в канале t_r	рабочей стенки канала t_p	излучающей стенки канала $t_{\text{изл}}$	
I	Нижний	0,2055	5,26	485	325	380	5,12
	Верхний	0,183	4,82	500	330	385	5,17
II	Нижний	0,0525	1,28	440	260	300	2,38
	Верхний	0,056	1,36	440	270	310	2,41
III	Нижний	0,031	0,72	410	240	275	1,73
	Верхний	0,036	0,85	420	250	285	1,85

Таким образом, температуру газов на выходе из канала не уточняем и расчет не повторяем.

Аналогично производим тепловые расчеты второй и третьей зон обогрева печи. Результаты расчетов приведены в табл. X—2.

Проверка принятых в расчете величин

Проверку произведем по двум основным величинам.

Проверка температуры уходящих из печи газов. Среднюю температуру газов на выходе из каналов печи найдем как сумму произведений температур газов на выходе из каналов на соответствующие объемные доли газов:

$$t_{\text{вых}} = \frac{\sum_{i=1}^n t_{\text{вых}}^i \frac{V_{\text{ср}}^i}{V_{\text{ср}}}}{\sum_{i=1}^n \frac{t_{\text{вых}}^i V_{\text{ср}}^i}{V_{\text{ср}}}};$$

$$t_{\text{вых}} = \frac{0,2035 \cdot 380 + 0,183 \cdot 410 + 0,0525 \cdot 290 + 0,056 \cdot 290 + 0,031 \cdot 230 + 0,036 \cdot 250}{0,562} = 356^\circ \text{C}.$$

С учетом снижения температуры за счет присоса* примерно на 8 К (см. рис. IX—2) полученная из расчета температура уходящих из печи газов примерно совпадает с предварительно принятой, равной 350°C (см. гл. IX, § 3).

Проверка суммарного количества тепла, переданного в рабочую камеру. Суммарное количество тепла, переданное в рабочую камеру печи в трех зонах, равно найденным интенсивностям теплообмена, умноженным на соответствующие поверхности теплообмена:

$$Q = \sum q_i f_i; \quad Q = 5120 \cdot 9,36 + 5170 \cdot 6,88 + 2380 \cdot 8,17 + 2410 \cdot 8,17 + 1730 \cdot 8,17 + 1850 \cdot 8,17 = 151,7 \cdot 10^3 \text{ Вт} = 151,7 \text{ кВт}.$$

Разница между полученным из расчета количеством тепла, переданным в рабочую камеру, и принятой теплоотдачей (см. табл. X—1)

$$\Delta Q = Q - Q_{\text{п.п}}; \quad \Delta Q = 151,7 - 146,6 = 5,1 \text{ кВт},$$

или

$$\Delta Q = \frac{5,1}{151,7} \cdot 100 = 3,36\%,$$

что допустимо. Поэтому расчет не уточняем.

* Из табл. IX—1 видно, что коэффициент расхода (избытка) воздуха в газах на выходе из каналов в среднем равен $\alpha_{\text{вых}} = 2,45$, а коэффициент этот в уходящих газах составляет $\alpha_{\text{гх}} = 2,5$.

2. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ПЕЧИ С ПРИМЕНЕНИЕМ МАТЕМАТИЧЕСКИХ МЕТОДОВ И ЭВМ

Как видно из приведенного выше теплового расчета печи (произведенного на логарифмической линейке длиной 25 см), в процессе его выполнения возникает необходимость в многократной итерации. Решение такого рода задач обычными методами — довольно трудный процесс. Именно в таких случаях уместно и целесообразно применять ЭВМ.

В данном параграфе описана методика и приводятся результаты расчета системы обогрева печи ПХК-25, выполненного на ЭВМ. Данные для расчета взяты из § 1 этой главы. Приведенные результаты получены нами совместно с И. М. Шульгиным, В. А. Жураховским и А. Т. Лисовенко.

Программа теплового расчета нагревательного канала

Ниже приведена система из шести уравнений, которая является математической моделью тепловых процессов в пределах одного нагревательного канала. Эти уравнения получены из соответствующих уравнений предыдущего параграфа либо совпадают с ними. Такая система решается в рамках законченной программы на ЭВМ типа «Наири-2» или «Наири-К». Блок-схема этой программы приведена на рис. X—1.

1) Уравнение (X—1) предыдущего параграфа.

2) Уравнение для коэффициента конвективной теплоотдачи при свободной конвекции в среде рабочей камеры печи

$$\alpha_{\text{в}} = 11,384 \cdot \frac{a_0 \lambda}{\sqrt{g_{\text{в}}}} \sqrt{\frac{t_{\text{п}} - t_{\text{п.к}}}{0,5(t_{\text{п}} + t_{\text{п.к}}) + 273}}, \quad (\text{X—6})$$

где индекс «в» означает, что соответствующая величина относится к паровоздушной среде рабочей камеры; $a_0 = 1,3$ для нижнего и $a_0 = 0,7$ для верхнего каналов.

3) Уравнение для определения скорости газа в канале, которое представляет собой частное от деления объемного расхода газа V (в м³/с) при средней температуре газа в канале $t_{\text{г}}$ на сечение канала F :

$$w = \frac{V}{F} \left(1 + \frac{t_{\text{г}}}{273} \right). \quad (\text{X—7})$$

4) Уравнение (X—4) для определения коэффициента теплоотдачи конвекцией от греющих газов $\alpha_{\text{г}}$.

5) Уравнение (X—2) для определения температуры излучающей стенки канала.

6) Уравнение (X—5) для общего количества тепла, передаваемого рабочей стенке канала.

Программа, блок-схема которой приведена на рис. X—1, содержит 90 операторов и вспомогательные числовые таблицы, размещенные в ячейках памяти с 1853 по 1940. Операторы 1—31

п 51—90 составляют основную программу, которая решает систему из шести уравнений (X—1), (X—6), (X—7), (X—4), (X—2), (X—5) и печатает результаты расчетов. Операторы 32—34, представленные в машинном коде, и 35—50, записанные на языке автопрограммирования «Наири», составляют дополнительную программу, связывающую температуру газа с его энтальпией. Основная и дополнительная программы совершенно независимы.

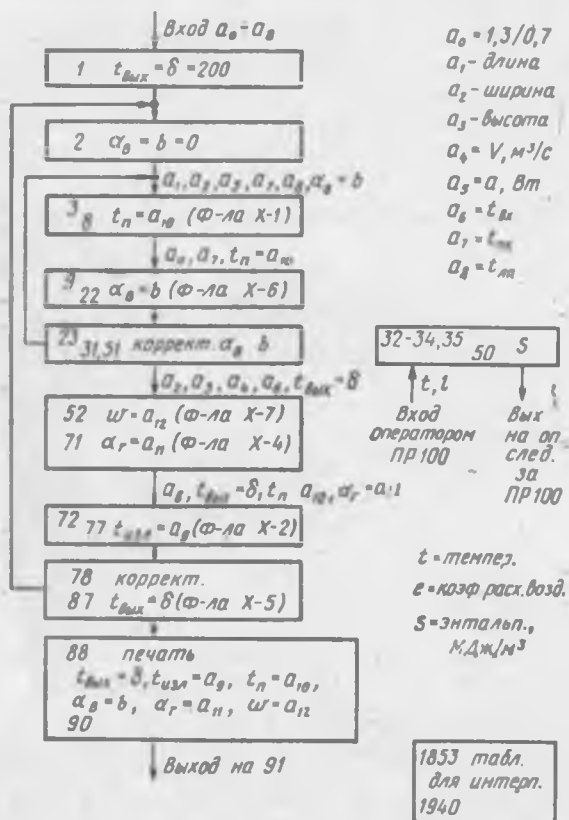


Рис. X—1. Блок-схема программы теплового расчета нагревательного канала

В основной программе используются следующие обозначения: a_1, a_2, a_3 — длина, ширина и высота канала, м; a_4 — средний расход греющих газов, м³/с; a_5 — интенсивность передачи тепла в рабочую камеру, Вт; a_6, a_7, a_8 — температура греющих газов на входе в канал, среды рабочей камеры и поверхности тестовых заготовок в рассматриваемой зоне печи. Массив данных a_0 — a_8 должен быть заполнен заранее.

Обращение к основной программе организуется по оператору 1. В конце работы печатаются 2 строки ответов. В 1-й строке: δ , a_9 , a_{10} — температуры газов на выходе, излучающей и рабочей стенок канала; во 2-й строке: α , a_{11} , a_{12} — коэффициенты теплоотдачи конвекцией в рабочей камере и каналах, Вт/(м²·К), и средняя скорость газов в канале (в м/с). Отпечатав ответы, программа продвигает бумагу на 1 интервал и передает управление оператору 91.

В дополнительной программе используются обозначения: i для температуры и l для коэффициентов избытка (расхода) воздуха. Ячейки i и l должны быть заполнены заранее. Обращение к дополнительной программе организуется оператором «программа 100». В результате работы программа помещает в ячейку s соответствующее значение энтальпии (в МДж/м³) и передает управление оператору, следующему за оператором «программа 100».

Ниже приводятся полный текст объединенной (основной и дополнительной) программы и несколько контрольных примеров, удостоверяющих правильность ее работы. Программа дана в точности так, как она вводится в вычислительную машину. Возможны два варианта ввода — с клавиатуры пишущей машинки или с заранее подготовленной перфоленты.

Объединенная программа теплого расчета нагревательного канала

1853п

0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000
13,3 23 34,8 48,2 63 79,3 96,8 115 135 155 178
2,44 3,21 3,93 4,6 5,21 5,75 6,23 6,7 7,17 7,63 8,06
12,2 21,5 32,8 45,8 60,4 76,3 93,6 112 132 152 174
2,28 3,13 4,01 4,84 5,7 6,55 7,42 8,27 9,15 10 10,9
0,72 0,69 0,67 0,65 0,64 0,63 0,62 0,61 0,6 0,59 0,58
0 1,47 2,96 4,49 6,07 7,69 9,33 11,02 12,76 14,55 16,36
0 1,25 2,52 3,82 5,14 6,49 7,87 9,3 10,73 12,15 13,62 ш

100к

п118н1 и1 103н+и 31 пш

ап 18—10—1978 г 35 «напри»

i=87 н

i=16 а

i=2 е н

35 допустим s=-1 r=t

36 вычислим d=0,01r

37 допустим l=d=0

38 вычислим e_j=n₁

39 вставим i=i+66

40 вычислим n_j=n₁

41 если s ≥ 0 иди к 47

42 вставим i=i-65 j=j+1

43 если i-3 < 0 иди к 38

44 вычислим s = (n₀(r-e₁)(r-e₂) - 2n₁(r-e₀)(r-e₂) + n₂(r-e₀)(r-e₁))/20000

45 вставим i=i+74 j=i-3

46 иди к 40

47 вставим i=i+1 j=j+1

48 если j-3 < 0 иди к 40

49 вычислим s = s + (l-1) (n₀(r-e₁)(r-e₂) - 2n₁(r-e₀)(r-e₂) + n₂(r-e₀)(r-e₁))/20000

50 кончаем

1 допустим $a_{13}=2 \cdot 6=200$

2 допустим $a_{14}=2 \cdot v=0$

3 допустим $ж=800$

4 вычислим $z=ж-(4,218(0,01ж+2,73)^4+v(ж+273)-(a_5/(a_1a_2)+v(a_7+273)+4,218(0,01a_8+2,73)^4))/(0,16872(0,01ж+2,73)^3+v)$

5 если $ж-z-0,1 < 0$ идти к 8

6 допустим $ж=z$

7 идти к 4

8 допустим $a_{10}=z$

9 вычислим $г=0,5(a_7+a_{10}) \cdot д$

10 допустим $i=д \cdot j=0$

11 вычислим e_j

12 вставим $i=i+11$

13 вычислим $и_j$

14 вставим $i=i-10 \cdot j=j+1$

15 если $j-3 < 0$ идти к 11

16 программа ип (е 3 и г д)

17 вставим $i=i+19 \cdot j=j-3$

18 вычислим $и_j$

19 вставим $i=i+1 \cdot j=j+1$

20 если $j-3 < 0$ идти к 18

21 программа ип (е 3 и г ж)

22 вычислим $л=v-a_8(11,385ж/\sqrt{д}) \cdot \sqrt{л} \cdot \sqrt{л} \cdot ((a_{10}-a_7)/(г+273))$

23 если $a_{14}-1,5 < 0$ идти к 27

24 допустим $a_{14}=1 \cdot a_{18}=л$

25 вставим $v=v+0,01$

26 идти к 3

27 если $a_{14}-0,5 < 0$ идти к 30

28 допустим $a_{14}=0$

29 вычислим $a_{15}=100(л-a_{18})$

30 вычислим $v=v-л/a_{15}$

31 идти к 51

51 если $л^2-0,0001 > 0$ идти к 3

52 вычислим $г=0,5(a_8+6) \cdot д \cdot a_{12}=a_4(1+г/273)/(a_2a_3)$

53 допустим $i=д \cdot j=0$

54 вычислим e_j

55 вставим $i=i+33$

56 вычислим $и_j$

57 вставим $i=i-32 \cdot j=j+1$

58 если $j-3 < 0$ идти к 54

59 программа ип (е 3 и г д)

60 допустим $a_{14}=д$

61 вставим $i=i+41 \cdot j=j-3$

62 вычислим $и_j$

63 вставим $i=i+1 \cdot j=j+1$

64 если $j-3 < 0$ идти к 62

65 программа ип (е 3 и г д)

66 вставим $i=i+8 \cdot j=j-3$

67 вычислим $и_j$

68 вставим $i=i+1 \cdot j=j+1$

69 если $j-3 < 0$ идти к 67

70 программа ип (е 3 и г ж)

71 вычислим $a_{11}=36,5 (д/a_{14}) \cdot a_{12} \cdot \exp 0,4 \ln ж$

72 допустим $ж=800$

73 вычислим $з=ж-(4,26816(0,01ж+2,73)^4+a_{11}(ж+273)-(a_{11}(г+273)+0,3876(0,01г+2,73)^4+3,88058(0,01a_{10}+2,73)^4))/(0,1707264(0,01ж+2,73)^3+a_{11})$

74 если $ж-z-0,1 < 0$ идти к 77

75 допустим $ж=z$

76 идти к 73

77 допустим $a_9=z$

78 вычислим $m = a_9 - a_1 a_2 (a_{11}(r - a_{10}) + 0,3876(0,01r + 2,73)^4 + 3,88056(0,01a_9 + 2,73)^4 - 4,26816(0,01a_{10} + 2,73)^4)$
 79 если $a_{12} - 1,5 < 0$ идти к 83
 80 допустим $a_{12} = 1$ $a_{10} = m$
 81 вставим $b = b + 1$
 82 идти к 2
 83 если $a_{12} - 0,5 < 0$ идти к 86
 84 допустим $a_{12} = 0$
 85 вычислим $a_{10} = m - a_{10}$
 86 вычислим $b = b - m/a_{10}$
 87 если $m^2 - 1 > 0$ идти к 2
 88 печатаем с 1 знаками b a_9 a_{10}
 89 печатаем с 2 знаками b a_{11} a_{12}
 90 интервал 1

Примеры теплого расчета нагревательного канала

па
 91 введем a_0 a_1 a_2 a_3 a_4 a_5 a_6 a_7 a_8
 92 идти к 1
 исполним 91
 Пример I 1,3 4,35 2,15 0,05 0,2035 45600 590 270 100
 $b = 369,9$ $a_9 = 377,2$ $a_{10} = 324,9$
 $v = 5,46$ $a_{11} = 13,85$ $a_{12} = 5,22$
 II 0,7 3,2 2,15 0,05 0,183 33500 590 270 100
 $b = 393,1$ $a_9 = 380,5$ $a_{10} = 328,2$
 $v = 2,98$ $a_{11} = 12,51$ $a_{12} = 4,76$
 III 1,3 3,8 2,15 0,05 0,0525 18600 590 220 150
 $b = 276,4$ $a_9 = 299,2$ $a_{10} = 260,4$
 $v = 5,21$ $a_{11} = 3,51$ $a_{12} = 1,26$
 IV 0,7 3,8 2,15 0,05 0,056 19800 590 220 150
 $b = 295,8$ $a_9 = 308,0$ $a_{10} = 268,6$
 $v = 2,93$ $a_{11} = 3,76$ $a_{12} = 1,36$
 V 1,3 3,8 2,15 0,05 0,031 14000 590 210 160
 $b = 236,6$ $a_9 = 277,5$ $a_{10} = 244,4$
 $v = 5,04$ $a_{11} = 2,05$ $a_{12} = 0,72$
 VI 0,7 3,8 2,15 0,05 0,036 15100 590 210 160
 $b = 251,5$ $a_9 = 286,2$ $a_{10} = 252,2$
 $v = 2,85$ $a_{11} = 2,39$ $a_{12} = 0,85$

Примеры вычисления энтальпии

па
 93 введем t 1
 94 программа 100
 95 печатаем с 2 знаками s
 96 введем t 1
 97 программа 100
 98 печатаем с 2 знаками t_1 s
 99 идти к 93
 исполним 93
 Пример I 400 2,5
 $s = 13,77$
 600 2,2
 $t = 600,00$ $l = 2,19$ $s = 18,77$
 II 338 2,5
 $s = 11,56$
 590 2,2
 $t = 590,00$ $l = 2,19$ $s = 18,43$

Описанная выше программа теплового расчета типового нагревательного канала может использоваться как арифметический блок более общей программы теплового расчета всей печи, содержащей несколько таких каналов. Рассмотрим в этой связи конкретную конфигурацию печи с тремя зонами обогрева и параллельной схемой подключения нагревательных каналов (что имеет место в печи ПХК-25).

Все каналы питаются греющими газами одинаковой температуры $t_{вх}$. Однако на выходе каждого из каналов температура газов $t_{вых}$ уже неодинакова. Средняя температура газов на выходе из каналов определяется из уравнения смешения, аналогичного приведенному в § 1 данной главы:

$$t_{вых} = \frac{1}{V} \sum_{i=1}^6 V_i t_{вых i}. \quad (X-8)$$

С учетом потерь тепла в отводящих газоходах можно принять, как и раньше, что температура уходящих из печи газов составляет $t_{yx} \approx t_{вых} - 10^\circ\text{C}$. (X-9)

Температуры газов $t_{вх}^*$ и t_{yx} можно связать с энтальпиями, если известны коэффициенты $\alpha_{вх}$ и α_{yx} :

$$\begin{aligned} s_{вх} &= s_{вх}(t_{вх}, \alpha_{вх}), \\ s_{yx} &= s_{yx}(t_{yx}, \alpha_{yx}), \end{aligned} \quad (X-10)$$

где энтальпии обозначены буквой s .

Вычисление функций (X-10) выполняет описанная выше дополнительная «программа 100».

Далее можно рассчитать по модифицированным формулам, приспособленным для машинного счета:

1) расход топлива (в $\text{м}^3/\text{ч}$)

$$B = \frac{0,0036Q}{35,7 - s_{yx}}, \quad (X-11)$$

где Q — суммарная теплоотдача в рабочую камеру печи, Вт;

2) коэффициент кратности рециркуляции

$$r = \frac{35,7 - s_{вх}}{s_{вх} - s_{yx}}; \quad (X-12)$$

3) коэффициент α_p

$$\alpha_p = \frac{\alpha_T + \alpha_{yx} r}{1 + r}; \quad (X-13)$$

4) количество рециркулирующих газов, $\text{м}^3/\text{м}^3$

$$V_{pц} = r [10,64 + 9,48(\alpha_{yx} - 1)]. \quad (X-14)$$

* Здесь и далее приближенно принимается $t_{вх} \approx t_p$ и $s_{вх} \approx s_p$.

Следует учитывать, что найденные величины нельзя рассчитывать независимо. Они должны удовлетворять также следующему соотношению, полученному из уравнения для расхода рециркулирующих газов $V_{\text{рц}}$, приведенному в § 1 данной главы:

$$B - \frac{3600V}{V_{\text{рц}} + 10,64 + 9,48 \left(\frac{\alpha_{\text{вх}} + \alpha_{\text{вых}}}{2} - 1 \right)} = 0. \quad (X-15)$$

Это соотношение удобно рассматривать как уравнение для нахождения какой-либо из задействованных выше величин, например $t_{\text{вх}}$, и решать это уравнение методом касательных с численным определением производной*.

Соотношения (X—8)—(X—15) в совокупности составляют математическую модель основных тепловых процессов, реализуемых в газоходах печи. Расчет печи по модели (X—8)—(X—15) осуществляется с помощью вычислительной программы, блок-схема которой представлена на рис. X—2. Программа работает следующим образом.

Прежде всего вводится таблица индивидуальных характеристик всех нагревательных каналов. Для каждого из них нужно задать: множитель a_0 [см. соотношение (X—6)]; длину, ширину и высоту канала, м; средний расход греющих газов, $\text{м}^3/\text{с}$; интенсивность теплоотдачи от канала в рабочую камеру, Вт; температуры среды рабочей камеры и поверхности тестовых заготовок, °С. При 6 каналах (как в печи ПХК-25) вводится 48 чисел (6·8).

Параллельно вводу программно осуществляется подсчет суммарного расхода газов в каналах печи V и величины Q .

Далее последовательно вводятся значения коэффициентов α_t , $\alpha_{\text{вх}}$, $\alpha_{\text{вых}}$, $\alpha_{\text{ух}}$, а также примерное значение температуры $t_{\text{вх}}$. После этого ЭВМ приступает к автоматическим вычислениям по заданной программе.

Включается счетчик режимов метода касательных с численным определением значения производной (см. сноску) $n=2$ при начальном вычислении левой части уравнения (X—15) (однократно); $n=1$ при начальном вычислении производной от левой части (X—15) по $t_{\text{вх}}$ (однократно); $n=0$ при всяком уточнении $t_{\text{вх}}$ (многократно).

Включается счетчик номера канала. Затем поочередно для каждого канала организуется пересылка данных в служебные ячейки a_0 — a_8 и обращением к оператору 1 осуществляется полная отработка описанной выше программы теплового расчета нагревательного канала, включая печать результатов. Одновременно с этим накапливается сумма слагаемых формулы (X—8), так что по окончании всего цикла обращений оказывается найденным значение температуры смеси газов на выходе из каналов $t_{\text{вых}}$.

* См., например, Гутер Р. С., Овчинский Б. В. Элементы численного анализа и математической обработки результатов опыта. М., 1970.

По формуле (X—9) определяется температура уходящих газов t_{yx} , после чего следует двукратное обращение к дополнительной программе расчета нагревательного канала оператором «программа 100» для пересчета температур $t_{вх}$, t_{yx} и энтальпий $s_{вх}$, s_{yx} [см. формулу (X—10)]. При этом всякий раз печатается стро-

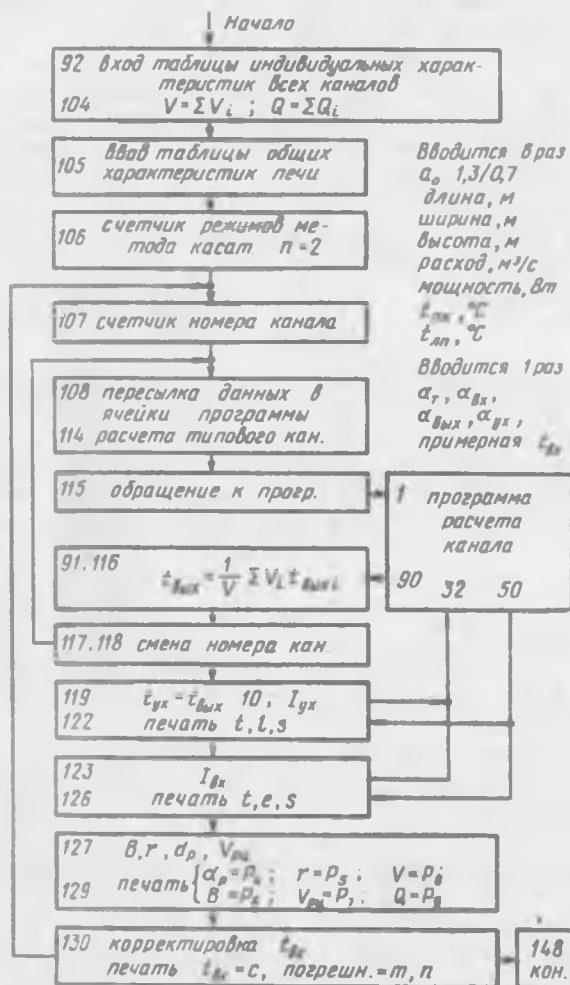


Рис. X—2. Блок-схема программы теплового расчета печи

ка результатов: t — температура; l — коэффициент расхода воздуха; s — энтальпия.

Рассчитываются величины B , r , α_p , $V_{рп}$ по формулам (X—11) — (X—14) и печатаются 2 строки результатов: $p_4 = \alpha_p$, $p_5 = r$, $p_6 = V$ и $p_7 = B$, $p_8 = V_{рп}$, $p_9 = Q$.

Затем вступает в действие блок корректировки $t_{вх}$ по методу касательных (см. сноску на с. 299), в основе которого лежит уравнение (X—15). При всяком обращении к этому блоку печатается строка старых значений $c=t_{вх}$, m равен левой части уравнения (X—15), n и строка новых $c=t_{вх}$, n . Программа завершается при достижении точности $|m| \leq 0,01$.

Ниже приводится полный текст законченной программы теплового расчета печи ПХК-25. Программа представлена на языке автопрограммирования «Наири». Приведен также контрольный вариант (пример) расчета, в основу которого положены цифровые данные § 1 данной главы. Программа расчета печи вводится в ЭВМ «Наири-2» или «Наири-К» с клавиатуры пишущей машинки либо с перфоленты сразу за программой расчета нагревательного канала, которая вводится первой тоже либо с клавиатуры, либо с перфоленты.

Время работы программы расчета одного канала примерно 2 мин. Время работы программы расчета печи по контрольному варианту примерно 45 мин на ЭВМ «Наири-2» или же примерно 1 ч на ЭВМ «Наири-К». Текущая печать результатов позволяет контролировать состояние задачи по ходу ее решения.

Программа теплового расчета печн

```

па
к=5 i=7 o
i=10 p
91 идти к 116
92 допустим p0=0 p1=0 к=0
93 допустим i=0
94 введем oк1
95 если i-4 ≠ 0 идти к 98
96 допустим j=8
97 вычислим p1=pj+oк1
98 если i-5 ≠ 0 идти к 101
99 допустим j=9
100 вычислим pj
101 вставим i=i+1
102 если i-8 < 0 идти к 94
103 вставим к=k+1
104 если к-6 < 0 идти к 93
105 введем p0 p1 p2 p3 с
106 допустим п=2
107 допустим t=0 к=0
108 допустим i=0 j=0
109 если j-6 ≠ 0 идти к 111
110 вставим j=j+1
111 вычислим aj=oк1
112 вставим i=i+1 j=j+1
113 если i-8 < 0 идти к 109
114 допустим a0=с
115 идти к 1
116 вычислим t=t+6aj/p0
117 вставим к=k+1
118 если к-6 < 0 идти к 108
119 вставим t=t-10 к=k-3

```

```

120 вычислим  $l = p_k$ 
121 программа 100
122 печатаем с 3 знаками  $t \text{ } l \text{ } s$ 
123 допустим  $p_4 = s \text{ } t = c \text{ } k = 1$ 
124 вычислим  $l$ 
125 программа 100
126 печатаем с 3 знаками  $t \text{ } l \text{ } s$ 
127 вычислим  $p_6 = 0,0036 p_9 / (35,7 - p_4) \text{ } p_8 = (35,7 - s) / (s - p_4) \text{ } p_4 = (p_0 + p_3 p_5) / (1 + p_5)$ 
 $p_7 = (10,64 + 9,48(p_3 - 1)) p_5$ 
128 печатаем с 3 знаками  $p_4 \text{ } p_5 \text{ } p_6$ 
129 печатаем с 2 знаками  $p_6 \text{ } p_7 \text{ } p_9$ 
130 вычислим  $m = p_6 - 3600 p_2 / (10,64 + 9,48(0,5(p_1 + p_2) - 1) + p_7)$ 
131 если  $p - 2 < 0$  идти к 138
132 печатаем с 3 знаками  $s \text{ } t \text{ } p$ 
133 допустим  $p = 1 \text{ } p_{10} = m$ 
134 вставим  $s = c + 1$ 
135 печатаем с 1 знаками  $s \text{ } p$ 
136 интервал 4
137 идти к 107
138 если  $p - 1 < 0$  идти к 143
139 печатаем с 3 знаками  $s \text{ } t \text{ } p$ 
140 допустим  $p = 0$ 
141 вычислим  $p_{10} = m - p_{10}$ 
142 идти к 144
143 печатаем с 3 знаками  $s \text{ } t \text{ } p$ 
144 вычислим  $s = c - m / p_{10}$ 
145 печатаем с 1 знаками  $s \text{ } p$ 
146 интервал 4
147 если  $m^2 - 0,0001 > 0$  идти к 107
148 кончаем
исполним 92

```

Пример

```

1,3 4,35 2,15 0,05 0,2035 45600 270 100
0,7 3,2 2,15 0,05 0,183 33500 270 100
1,3 3,8 2,15 0,05 0,0525 18600 220 150
0,7 3,8 2,15 0,05 0,056 19800 220 150
1,3 3,8 2,15 0,05 0,031 14000 190 160
0,7 3,8 2,15 0,05 0,036 15100 190 160
1,2 2,2 2,45 2,5 590

```

$b = 369,9$	$a_9 = 377,2$	$a_{10} = 324,9$
$v = 5,46$	$a_{11} = 13,85$	$a_{12} = 5,22$
$b = 393,1$	$a_9 = 380,5$	$a_{10} = 328,2$
$v = 2,98$	$a_{11} = 12,51$	$a_{12} = 4,76$
$b = 276,4$	$a_9 = 299,2$	$a_{10} = 260,4$
$v = 5,21$	$a_{11} = 3,51$	$a_{12} = 1,26$
$b = 295,8$	$a_9 = 308,0$	$a_{10} = 268,6$
$v = 2,93$	$a_{11} = 3,76$	$a_{12} = 1,36$
$b = 231,5$	$a_9 = 273,7$	$a_{10} = 239,8$
$v = 5,57$	$a_{11} = 2,05$	$a_{12} = 0,72$
$b = 248,3$	$a_9 = 283,9$	$a_{10} = 249,5$
$v = 3,12$	$a_{11} = 2,39$	$a_{12} = 0,84$
$t = 335,964$	$l = 2,500$	$s = 11,490$
$t = 590,000$	$l = 2,199$	$s = 18,439$
$p_4 = 2,126$	$p_6 = 2,483$	$p_9 = 0,561$
$p_9 = 21,79$	$p_7 = 61,75$	$p_9 = 146600,00$
$c = 590,000$	$m = -2,016$	$n = 2$
$c = 591,0$	$n = 1$	

$\sigma=368,9$	$a_9=377,2$	$a_{10}=324,9$
$\nu=5,46$	$a_{11}=13,85$	$a_{12}=5,22$
$\sigma=392,1$	$a_9=380,5$	$a_{10}=328,2$
$\nu=2,98$	$a_{11}=12,51$	$a_{12}=4,76$
$\sigma=275,4$	$a_9=299,2$	$a_{10}=260,4$
$\nu=5,21$	$a_{11}=3,51$	$a_{12}=1,26$
$\sigma=294,8$	$a_9=308,0$	$a_{10}=268,6$
$\nu=2,93$	$a_{11}=3,76$	$a_{12}=1,36$
$\sigma=230,5$	$a_9=273,7$	$a_{10}=239,8$
$\nu=5,57$	$a_{11}=2,05$	$a_{12}=0,72$
$\sigma=247,3$	$a_9=283,9$	$a_{10}=249,5$
$\nu=3,12$	$a_{11}=2,39$	$a_{12}=0,84$
$t=334,964$	$l=2,500$	$s=11,455$
$t=591,00$	$l=2,199$	$s=18,472$
$p_4=2,123$	$p_5=2,454$	$p_6=0,561$
$p_6=21,76$	$p_7=61,02$	$p_9=146600,00$
$c=591,000$	$m=-2,252$	$n=1$
$c=581,4$	$n=0$	

$\sigma=378,4$	$a_9=377,2$	$a_{10}=324,9$
$\nu=5,46$	$a_{11}=13,85$	$a_{12}=5,22$
$\sigma=401,6$	$a_9=380,5$	$a_{10}=328,2$
$\nu=2,98$	$a_{11}=12,51$	$a_{12}=4,76$
$\sigma=285,0$	$a_9=299,2$	$a_{10}=260,4$
$\nu=5,21$	$a_{11}=3,51$	$a_{12}=1,26$
$\sigma=304,3$	$a_9=308,0$	$a_{10}=268,6$
$\nu=2,93$	$a_{11}=3,76$	$a_{12}=1,36$
$\sigma=240,0$	$a_9=273,7$	$a_{10}=239,8$
$\nu=5,57$	$a_{11}=2,05$	$a_{12}=0,72$
$\sigma=256,9$	$a_9=283,9$	$a_{10}=249,5$
$\nu=3,12$	$a_{11}=2,39$	$a_{12}=0,84$
$t=344,481$	$l=2,500$	$s=11,793$
$t=581,483$	$l=2,199$	$s=18,155$
$p_4=2,154$	$p_5=2,757$	$p_6=0,561$
$p_6=22,07$	$p_7=68,55$	$p_9=146600,00$
$c=581,483$	$m=0,025$	$n=0$
$c=581,5$	$n=0$	

$\sigma=378,3$	$a_9=377,2$	$a_{10}=324,9$
$\nu=5,46$	$a_{11}=13,85$	$a_{12}=5,22$
$\sigma=401,5$	$a_9=380,5$	$a_{10}=328,2$
$\nu=2,98$	$a_{11}=12,51$	$a_{12}=4,76$
$\sigma=284,9$	$a_9=299,2$	$a_{10}=260,4$
$\nu=5,21$	$a_{11}=3,51$	$a_{12}=1,26$
$\sigma=304,2$	$a_9=308,0$	$a_{10}=268,6$
$\nu=2,93$	$a_{11}=3,76$	$a_{12}=1,36$
$\sigma=239,9$	$a_9=273,7$	$a_{10}=239,8$
$\nu=5,57$	$a_{11}=2,05$	$a_{12}=0,72$
$\sigma=256,8$	$a_9=283,9$	$a_{10}=249,5$
$\nu=3,12$	$a_{11}=2,39$	$a_{12}=0,84$
$t=344,374$	$l=2,500$	$s=11,789$
$t=581,590$	$l=2,199$	$s=18,158$
$p_4=2,153$	$p_5=2,753$	$p_6=0,561$
$p_6=22,07$	$p_7=68,45$	$p_9=146600,00$
$c=581,590$	$m=-0,000$	$n=0$
$c=581,5$	$n=0$	

3. АЭРОДИНАМИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ

Ниже приводится аэродинамический расчет печи, тепловой расчет которой был приведен выше.

Определение сопротивления газового тракта

Полный перепад напоров в газовом тракте печи определяем по формуле

$$\Delta H_{\Pi} = h_T + \Delta H,$$

где h_T — разрежение на выходе из топки; принимаем $h_T = 30$ Па (3 мм вод. ст.);
 ΔH — суммарное сопротивление газового тракта, Па.

Так как скорости газов в каналах и газопроводах печи не превышают 12 м/с, сопротивление трению практически незначительное и поэтому не учитывается [1].

Таким образом, ΔH рассчитывается как сумма местных сопротивлений.

Местные сопротивления определяются по формуле

$$\Delta h = \zeta \frac{w^2}{2g} \gamma = \zeta h_d,$$

где ζ — коэффициент местного сопротивления; принимается по графикам [10];

w — расчетная скорость движения газов, м/с;

$g = 9,81$ м/с²;

γ — удельный вес газов, Н/м³ (кг/м³);

$h_d = \frac{w^2}{2g}$ — динамическое давление, определяется в зависимости от w и температуры потока t , Па (мм вод. ст.).

Так как три газовых контура, составляющих три зоны обогрева печи, соединены параллельно, то сопротивления их равны (сопротивления контуров выравниваются шиберами).

Расчет сопротивлений производим для I зоны обогрева.

Кроме того, так как верхний и нижний каналы I зоны работают параллельно, то их аэродинамические сопротивления равны (сопротивления выравниваются шиберами). Поэтому расчет ведем только для нижнего канала. Коэффициент запаса по сопротивлению принят несколько завышенным (см. ниже), поэтому в расчете учитываем только основные сопротивления.

Для удобства расчета схема газового тракта разбита на участки (см. рис. IX—1).

Используя данные теплового расчета, производим вычисления по приведенным выше формулам. Результаты вычислений сводим в табл. X—3.

С учетом коэффициента запаса по напору $\beta_2 = 1,2$ [1] полный перепад напоров (расчетный) в газовом тракте печи

$$H'_p = \beta_2 \Delta H_{\Pi}; \quad H'_p = 1,2 \cdot 540 = 650 \text{ Па (65 мм вод. ст.)},$$

где ΔH_{Σ} — суммарное сопротивление газового тракта;

$$\Delta H_{\Sigma} = \Sigma \Delta h_i = 540 \text{ Па.}$$

Т а б л и ц а X—3

Сопротивление газового тракта печи ПХК-25

Наименование участка	Расчетная скорость газов w , м/с	Расчетная температура газов t_r , °C	λ_d , Па (мм вод. ст.)	ζ	Δh , Па (мм вод. ст.)
Топка	—	—	—	—	30 (3)
Поворот за смесительной камерой	11	600	25 (2,5)	1,4	35 (3,5)
Вход в раздающий короб	7	600	10 (1)	1,5	15 (1,5)
Вход в раздающие трубопроводы	6	600	8 (0,8)	1,35	11 (1,1)
Поворот на выходе в канал	6	590	8 (0,8)	2	16 (1,6)
Выход из канала	5	400	7 (0,7)	3,8	27 (2,7)
Поворот на отводящих трубопроводах	5	400	7 (0,7)	1,4	10 (1,0)
Вход в собирающий короб	5	400	7 (0,7)	1,35	9,5 (0,95)
Поворот в отводящем газоходе	10	400	27 (2,7)	1,4	38 (3,8)
Вход в вентилятор рециркуляции (дымосос)	10	350	29 (2,9)	1,4	41 (4,1)
Выход из вентилятора в смесительную камеру	12	350	42 (4,2)	7°	300 (30)
Итого	—	—	—	—	540 (54)

* Примерный коэффициент сопротивления согласно данным испытаний печей ПХК и результатам, полученным на экспериментальной установке с аналогичным газовым трактом.

Так как в аэродинамическом расчете печи учтены только основные сопротивления, то величину H'_p увеличиваем еще на 10%, т. е. окончательно расчетный перепад напоров

$$H_p = 1,10 \cdot 650 = 715 \text{ Па (71,5 мм вод. ст.)}$$

Это сопротивление близко к сопротивлению исследованных печей ПХК, на которых устанавливают вентилятор, развивающий напор около 700 Па (70 мм вод. ст.).

Выбор дымососа

Найдем напор, приведенный к заводской характеристике машины. Для этого произведем вычисления по формуле

$$H_p^{пр} = K_{\gamma} H_p,$$

где K_{γ} — поправка, учитывающая отклонения: а) плотности дымовых газов перед вентилятором (дымососом) от плотности дымовых газов среднего состава при нормальных условиях, равной $1,293 \text{ кг/м}^3$; б) абсолютной температуры газов перед вентилятором от температуры $T_{\text{абс}}$, при которой производились заводские испытания; $T_{\text{абс}} = 473 \text{ К}$ (200°C); в) барометрического давления, при котором работает вентилятор, от нормального барометрического давления, при котором, как предполагается, снята заводская характеристика машины.

При парциальном давлении водяных паров $p_{\text{H}_2\text{O}} = 9,4 \text{ кПа}$ ($0,094 \text{ кг/см}^2$) в уходящих газах (см. табл. IX—1) их плотность составляет примерно $1,293 \text{ кг/м}^3$ и не отличается от плотности дымовых газов среднего состава при нормальных условиях. Барометрическое давление, при котором работает вентилятор, обычно незначительно разнится от нормального атмосферного давления.

При указанных условиях

$$K_{\gamma} = \frac{T_{\gamma\text{х}}}{T_{\text{абс}}}.$$

где $T_{\gamma\text{х}} = 350^\circ \text{C}$ (или 623 К) (см. § 1 данной главы).

Тогда поправка

$$K_{\gamma} = \frac{623}{473} = 1,32.$$

Напор, приведенный к заводской характеристике,

$$H_p^{\text{пр}} = 1,32 \cdot 715 = 940 \text{ Па (94 мм вод. ст.)}.$$

Расчетная производительность машины (вентилятора) без учета поправки на барометрическое давление

$$Q_p' = \beta_1 V,$$

где β_1 — коэффициент запаса по производительности; $\beta_1 = 1,1$ [1]; V — расход газа перед дымососом; при $\alpha_{\gamma\text{х}} = 2,5$, $t_{\gamma\text{х}} = 350^\circ \text{C}$, $V_{\text{рз}} = 67,5 \text{ м}^3/\text{м}^3$ и $B = 22,3 \text{ м}^3/\text{ч}$ по формуле, аналогичной использованной в § 1 данной главы для определения $V_{\text{ср}}$, можно найти фактический расход газов перед вентилятором; расход этот $V \approx 5000 \text{ м}^3/\text{ч}$ ($1,39 \text{ м}^3/\text{с}$).

Так как возможна кратковременная перегрузка вентилятора, следует иметь запас по производительности. Для этого Q_p' увеличиваем еще на 10%. Тогда окончательно

$$Q_p = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 5000 = 6100 \text{ м}^3/\text{ч} (1,69 \text{ м}^3/\text{с}).$$

Параметрам $H_p^{\text{пр}} = 940 \text{ Па}$ (94 мм вод. ст.) и $Q_p = 1,69 \text{ м}^3/\text{с}$ ($6100 \text{ м}^3/\text{ч}$) соответствует дымосос Д-8 с угловой скоростью вращения $n = 970 \text{ об/мин}$ ($101,5 \text{ рад/с}$) [1].

Расчетная точка для выбора дымососа расположена вблизи кривой, соответствующей открытию направляющего аппарата дымососа на 20° .

Так как расчетная точка близка к характеристике (кривой) дымососа при угле раскрытия $\alpha = 0^\circ$, то характеристику тракта

$Q-H$ (производительность — напор), необходимую для определения мощности электродвигателя N , не строим.

На графике [1] по кривой для N находим примерную мощность электродвигателя. В данном случае $N=3$ кВт.

Примерно такой же результат получается по формуле

$$N = \beta_3 \frac{Q_p H_p}{3670 \eta_p^p},$$

где $\beta_3 = 1,1$;

η_p^p — эксплуатационный к. п. д. машины при расчетном режиме; регулирование производим направляющим аппаратом, поэтому величину η_p^p находим по графику, приведенному в работе [1]; в данном случае для расчетной точки $\eta_p^p \approx 60\%$;

Q_p и H_p — имеют размерность соответственно в м³/ч и мм вод. ст.

Исходя из значительного повышения махового момента при пуске, устанавливаем рекомендуемый заводом для принятого дымососа Д-8 при $n=970$ об/мин (101,5 рад/с) электродвигатель мощностью $N=7,5$ кВт. Частота вращения двигателя $n=1460$ об/мин (153 рад/с). Дымосос приводится в движение клиноременной передачей.

Печи марки ПХК, эксплуатируемые в промышленности, комплектуются вентиляторами для рециркуляции (дымососами) марки Ц9-57 № 5 со скоростью вращения $n=1460$ об/мин (153 рад/с). При такой скорости вращения вентилятор Ц9-57 № 5 имеет примерно такую же характеристику, как и дымосос Д-8, при $n=970$ об/мин (101,5 рад/с), но габаритные размеры вентилятора Ц9-57 № 5 меньше, чем дымососа Д-8. Вентилятор Ц9-57 № 5 комплектуется таким же электродвигателем, как дымосос Д-8. Вращение от электродвигателя к вентилятору Ц9-57 № 5 передается клиноременной передачей. При этом, так как угловые скорости вращения электродвигателя и вентилятора одинаковые, на валах электродвигателя и вентилятора установлены шкивы одинакового диаметра.

Теплофизические свойства некоторых пищевых продуктов

Продукты	Температура, °С	Плотность, кг/м³	Удельная теплотем- пость, кДж/(кг·К)	Коэффициент теплопровод- ности, Вт/(м·К)	Коэффициент температуро- проводности (потенциально- проводности) $\alpha \cdot 10^8$, м/с
Мука					
пшеничная высшего сорта, $W=12\%$	22	595	1,175	0,168	24,1
пшеничная I сорта, $W=12\%$	20	580	1,055	0,143	39,0
пшеничная II сорта, $W=12\%$	22	506	1,203	0,147	43,0
ржаная обдирная, $W=12\%$	21	626	1,301	0,181	22,5
ржаная обойная, $W=12\%$	21	547	1,342	0,164	22,4
Тесто					
из пшеничной муки I сорта неразрыхленное, $W=43\%$	28	1030	1,748	0,438	24,4
из пшеничной муки I сорта перед выпечкой, $W=42,7\%$	28	623	2,983	0,414	13,3—22,2
Мякиш					
батона из пшеничной муки I сорта, $W=41,8\%$	18	402	3,190	0,298	16—22,3
хлеба пшеничного формового из муки I сорта, $W=42,5\%$	18	340	2,975	0,244	24,2
хлеба пшеничного формового из муки II сорта, $W=45\%$	18	346	2,81	0,237	24,4
булки городской из муки I сорта, $W=42\%$	18	358	2,58	0,224	24,3
сдобы высшего сорта, $W=41\%$	16	254	3,428	0,211	22,6
хлеба заварного московского, $W=49,8\%$	17	516	2,448	0,308	24,2
хлеба украинского, $W=49\%$	18	537	3,102	0,368	16—22,2
хлеба рижского заварного, $W=45\%$	18	560	2,857	0,335	22,2
Корка пшеничного хлеба	120—160	300	1,47—1,681	0,066—0,043	2,68
Тесто					
затяжное	15—40	1295	2,29	0,326—0,335	11,67
сахарное	15—30	1280	2,533	0,338	10,44
заварное	20—26	1330	2,955	0,409	10,39

Продукты	Температура, °C	Плотность, кг/м³	Удельная теплоем- кость, кДж/(кг·K)	Коэффициент теплопровод- ности, Вт/(м·K)	Коэффициент температуро- проводности (потенциало- проводности) а 10°, м/с
галетное	15	1165	2,625	0,331	10,83
вафельное	15—85	1100	3,558	0,483	12,44
сырцовое	15—30	1330	2,658	0,385	10,83
Печенье сахарное					
«Лактон»	—	519	1,724	0,099	867
«Сливочное»	25	642	—	0,116	830
«Наша марка»	25	705	2,177	0,128	833
«Спорт»	45	—	2,177	0,120	830
Пряники					
по нормальной рецеп- туре	15	538	1,79	0,080	833
«Мятные»	—	520	1,084	0,099	928
«Саксонские»	—	648	1,93	0,087	8080

Таблица 2

Теплофизические свойства некоторых материалов, используемых для печей хлебопекарного и кондитерского производств

Материал	Температура, °C	Плотность, кг/м³	Удельная теплоемкость, кДж/(кг·K)	Коэффициент теплопровод- ности λ , Вт/(м·K)	Коэффициент температуро- проводности $a \cdot 10^6$, м²/с
Асбест листовой	30	770	0,817	0,1163	0,198
Кирпич красный	0	1700	0,88	0,756	0,506
Кирпич шамотный	1000	1750	0,838	0,896	0,612
Глина	20	1500	0,88	1,163	0,833
Земля просеянная, рас- сительная в засыпке	25	780	0,838	0,128	0,197
Стекланная вата	175	200	0,767	0,0918	0,589
Шлаковая вата	170	300	0,838	0,0826	0,317
Песчаник	20	2160—2310	1,55	1,63—2,08	0,439
Алюминий чистый	20	2700	0,897	228,0	94,4
Дюралюминий	20	2800	0,885	159—194*	66,7
Чугун (C ≈ 4%)	20	7270	0,4187	51,8	17,2
Углеродистая сталь (C ≈ 0,5%)	20	7830	0,465	55,4—31,2**	1,47

Таблица 4

Характеристика твердого и жидкого топлива

Вид топлива и район месторож- дения	Наименование месторождения	Марка и сорт	Состав топлива, %						Низшая теплота сгорания $Q_{\text{н}}^{\text{т}}$ МДж/кг	Зольность $A_{\text{с}}$, % на сухую	Максимальная влаж- ность $W^{\text{п}}$ макс. %	Зольность $A_{\text{с}}$ макс. %	Влага аналитической пробы $W^{\text{а}}$, %	Выход летучих веществ на горючую массу $V^{\text{г}}$, %	Теплота сгорания в бом- бе, $Q_{\text{б}}^{\text{т}}$ МДж/кг
			$W^{\text{п}}$	$A^{\text{п}}$	$S_{\text{к}}^{\text{п}}$	$S_{\text{оп}}^{\text{п}}$	$C^{\text{п}}$	$H^{\text{п}}$	$N^{\text{п}}$	$O^{\text{п}}$					
Ископае- мые угле Донецкий бас- сейн То же » » »	—	ПА	5,5	15,1	1,3	0,7	72,3	2,8	1,0	1,3	27,1	10,0	1,2	8,0	35,4
		АМ	5,0	13,3	1,0	0,7	76,4	1,5	0,8	1,3	27,2	14,0	2,0	4,0	34,2
		АРШ и АС	6,0	16,9	1,2	0,6	71,7	1,4	0,8	1,4	25,6	18,0	2,0	4,0	34,1
		АШ	7,0	16,7	1,1	0,6	70,5	1,4	0,8	1,9	25,2	18,0	2,0	4,0	33,9
		ППМ	11,0	40,1	3,3	0,5	38,6	2,6	0,8	3,1	15,3	45,0	1,0	30,0	33,8
Кузнецкий бас- сейн То же	Аджери-Суд- женское Кемеровское	ПС	6,5	12,2	0,6	0,6	74,0	3,5	1,5	1,7	28,2	13,0	1,0	15,0	36,1
Подмосковный бассейн Урал » » »	—	ПС-Т	8,0	14,7	0,5	0,5	70,0	3,3	1,5	2,0	26,7	16,0	1,0	11— 18	33,8
		В	33,0	23,5	1,7	1,2	29,1	2,2	0,6	8,7	9,0	35,0	8,0	45,0	27,9
		Г	5,5	29,3	3,2	1,9	50,9	3,7	0,8	4,7	20,8	31,0	1,2	44,0	34,1
Торф » Дрова Мазут	Кисловское	Б	28,0	21,6	0,3	0,3	34,3	2,4	0,6	12,8	11,9	30,0	33	48,0	26,2
	Богословское	Б	17,0	24,9	0,7	0,5	41,8	3,0	1,0	11,1	15,8	30,0	24	43,0	29,3
	Челябинское	А	5,0	20,9	0,4	0,4	66,7	2,7	1,0	3,3	24,6	22,0	9	9,0	34,4
	Егоршинское	Кусковой	40,0	6,6	0,2	0,2	30,9	3,2	1,3	17,8	10,7	11,0	53	70,0	23,4
	—	Фрезерный	50,0	5,5	0,1	0,1	25,7	2,7	1,1	14,9	8,5	11,0	55	70	23,4
»	—	—	40,0	0,6	—	—	30,3	3,6	0,4	25,1	10,2	1,0	45	85,0	20,3
	—	Малосери- стый	3,0	0,3	0,5	0,5	85,3	10,2	0,7	39,0	0,3	—	—	—	42,8
»	—	Высокосер- нистый	3,0	0,3	2,9	2,9	83,4	10,0	0,4	38,4	0,3	—	—	—	41,9

Характеристики природных газов чисто газовых месторождений

Таблица 5

Газ	Состав газа, % об.				
	H ₂	CO ₂	O ₂	CH ₄	C ₂ H ₆
Угленский	Средн 0,1	0,3	—	88,0	1,9
Бугурусланский	0,1	0,2	—	76,7	4,5
Курдюмский	Средн	—	—	92,2	0,8
Емшинский (саратовский)	—	0,2	—	94,0	1,2
Мезитопольский	—	0,2	—	97,9	0,2
Дашавский (Западная Украина)	—	0,1	—	97,9	0,5
Старопольский	—	0,1	—	98,0	0,4
Шебелинский	—	0,3	0,2	89,9	3,1

Продолжение табл. 5

Газ	Состав газа, % об.			Теплота сгорания вышних нор- мального м ³ сухого газа Q _н ^c , МДж/м ³	Масса вор- мального м ³ сухого газа, кг/м ³
	C ₂ H ₄	C ₂ H ₆	N ₂		
Угленский	0,3	0	9,3	33,3	0,789
Бугурусланский	0,8	0,6	14,5	34	0,884
Курдюмский	0,1	0	6,9	33,7	0,759
Емшинский (саратовский)	0,4	0,2	3,3	35,9	0,765
Мезитопольский	0,2	—	1,8	35,2	0,729
Дашавский (Западная Украина)	0,1	0	1,2	35,7	0,730
Старопольский	—	—	1,3	35,6	0,730
Шебелинский	0,4	—	5,2	35,5	0,790

Таблица 6

Объем воздуха V^0 , необходимый для сгорания, и объемы продуктов сгорания твердого, жидкого и газообразного топлива при $\alpha=1$. Объемы воздуха и продуктов сгорания в м³/кг (м³)

Вид топлива и район месторождения	Наименование месторождения	Марка и сорт	V^0	$V^0_{RO_2}$	$V^0_{N_2}$	$V^0_{H_2O}$	V^0_r
Ископаемые угли							
Донецкий бассейн	—	ПА	7,20	1,36	5,69	0,50	7,55
То же	—	АМ и АС	7,21	1,44	5,70	0,34	7,48
»	—	АРШ	6,76	1,35	5,35	0,34	7,04
»	—	АШ	6,63	1,33	5,25	0,3	6,93
»	—	ППМ	4,15	0,75	3,28	0,49	4,52
Кузнецкий бассейн	Анжеро-Судженское	ПС	7,47	1,39	5,91	0,39	7,89
То же	Кемеровское	ПС-Т	7,05	1,31	5,58	0,58	7,47
Подмосковный бассейн	—	Б	2,98	0,56	2,36	0,70	3,62
Урал	Кизеловское	Г	5,52	0,99	4,37	0,57	5,93
»	Богословское	Б	3,27	0,64	2,59	0,67	3,90
»	Челябинское	Б	4,18	0,79	3,31	0,61	4,71
»	Егоршинское	А	6,55	1,25	5,18	0,47	6,90
Торф	—	Кусковой	3,01	0,58	2,39	0,99	3,87

Вид топлива и район месторождения	Наименование месторождения	Марка и сорт	V^0	$V_{RO_2}^0$	$V_{N_2}^0$	$V_{H_2O}^0$	V_r^0
Торф	—	Фрезерный	2,51	0,48	1,99	0,96	3,43
Дрова	—	—	2,81	0,57	2,23	0,95	3,75
Мазут	—	Малосернистый	10,28	1,60	8,12	1,34	11,06
»	—	Высокосернистый	10,15	1,58	8,02	1,32	10,92
Природный газ чисто газовых месторождений							
Ухтинский	—	—	8,83	0,94	7,07	1,98	9,99
Бугурусланский	—	—	9,01	0,98	7,27	1,97	10,22
Курдюмский	—	—	8,94	0,94	7,13	2,02	10,09
Елшанский (саратов- ский)	—	—	9,51	1,01	7,54	2,13	10,68
Мелитопольский	—	—	9,34	0,98	7,40	2,11	10,49
Дашавский (Западная Украина)	—	—	9,48	1,00	7,50	2,14	10,64

Примечания: 1. ПА — полуантрацит; АМ и АС — антрацит мелкий и «семечко»; АРШ — антрацит рядовой штыб; АШ — антрацит штыб; ППМ — промежуточный продукт мокрого обогащения; ПС — паровичный спекающийся; ПС-Т — то же, тощий; А — антрацит; Б — бурый; Г — газовый.

2. Для газообразного топлива все величины отнесены к 1 нормальному м³ сухого газа; объем водяных газов рассчитан без учета влаги, содержащейся в топливе.

Энтальпия 1 м³ газов и воздуха i_g (кДж/м³) и 1 кг воды $i_{w,0}$ (кДж/кг)

$t, ^\circ\text{C}$	i_{CO_2}	i_{N_2}	i_{O_2}	i_{H_2O}	i_g	$i_{w,0}$
150	170	129,7	132	150,7	132,4	80,8
200	358	260	267,5	305	266,5	169,3
300	559	407	407	463	403	264
400	773	527	551	627	542	360
500	997	665	700	795	685	459
600	1223	805	850	968	830	561
700	1463	947	1005	1146	980	663
800	1705	1093	1160	1337	1132	768
900	1955	1244	1320	1525	1282	875
1000	2205	1395	1480	1725	1437	985
1100	2460	1545	1640	1927	1596	1097
1200	2720	1696	1800	2130	1757	1206
1300	2980	1850	1965	2350	1915	1362
1400	3240	2010	2130	2560	2080	1564
1500	3510	2170	2300	2780	2240	1760
1600	3770	2330	2470	3010	2400	1880
1700	4040	2485	2630	3230	2570	2065
1800	4310	2645	2800	3460	2730	2190
1900	4580	2810	2970	3690	2900	2390
2000	4850	2970	3140	3920	3070	2510
2100	5120	3130	3310	4170	3230	
2200	5390	3300	3490	4410	3400	

Примечания: 1. Теплосодержание воздуха при 0°C $i_{a,0} = 1,32$ кДж/(м³·К).
2. Энтальпия i_g (влажного воздуха) вычислена при влагосодержании 10 г на 1 кг сухого воздуха и отнесена к 1 нормальному м³ сухого воздуха.

Таблица 8

Физические характеристики воздуха и дымовых газов среднего состава при атмосферном давлении

$t, ^\circ\text{C}$	Воздух (рт=0,71)		Дымовые газы среднего состава		$t, ^\circ\text{C}$	Воздух (рт=0,71)		Дымовые газы среднего состава	
	$\nu \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	$\lambda \cdot 10^3, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$\nu \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	$\lambda \cdot 10^3, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$		$\nu \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	$\lambda \cdot 10^3, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$	$\nu \cdot 10^3, \text{ м}^3/\text{с}$	$\lambda \cdot 10^3, \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$
0	13,3	2,44	12,2	2,28	900	155	7,63	152	10,0
100	23,0	3,21	21,5	3,13	1000	178	8,06	174	10,9
200	34,8	3,93	32,8	4,01	1100	199	8,5	197	11,7
300	48,2	4,6	45,8	4,84	1200	223	8,92	221	12,5
400	63,0	5,21	60,4	5,7	1300	—	—	245	13,5
500	79,3	5,75	76,3	6,55	1400	273	9,97	272	14,4
600	96,8	6,23	93,6	7,42	1500	—	—	297	15,3
700	115	6,7	112	8,27	1600	328	10,8	323	16,3
800	135	7,17	132	9,15					

Таблица 9

Параметры насыщенного пара и воды на линии насыщения
в зависимости от температуры

Температура, °С	Давление		Удельный объем, м³/кг		Плотность пара, кг/м³	Энтальпия, МДж/кг		Скрытая теплота парообразова- вания r , МДж/кг
	кгс/см²	кПа	воды V'	пара V''		воды i'	пара i''	
90	0,715	70,2	0,00104	2,361	0,423	0,377	2,659	2,282
100	1,033	101,3	0,00104	1,673	0,598	0,419	2,676	2,257
110	1,046	102,6	0,00105	1,210	0,826	0,461	2,691	2,230
120	2,024	198,5	0,00106	0,892	1,121	0,504	2,707	2,203
130	2,754	270	0,00107	0,668	1,496	0,546	2,720	2,174
140	3,685	362	0,00108	0,509	1,966	0,589	2,734	2,145
150	4,854	476	0,00109	0,393	2,55	0,632	2,746	2,114
160	6,302	618	0,00110	0,307	3,26	0,675	2,757	2,082
170	8,076	793	0,00111	0,243	4,12	0,719	2,768	2,049
180	10,22	1003,1	0,00113	0,194	5,16	0,763	2,778	2,015
190	12,80	1255	0,00114	0,156	6,39	0,808	2,787	1,979
200	15,86	1555	0,00116	0,127	7,86	0,852	2,793	1,941
210	19,46	1907	0,00117	0,104	9,59	0,898	2,798	1,900
220	23,66	2320	0,00119	0,086	11,62	0,944	2,802	1,858
230	28,53	2800	0,00120	0,071	13,99	0,990	2,803	1,813
240	34,14	3350	0,00123	0,060	16,76	1,037	2,803	1,766
250	40,56	3981	0,00125	0,050	19,98	1,086	2,801	1,715
260	47,87	4690	0,00128	0,042	23,72	1,135	2,796	1,661
270	56,14	5500	0,00130	0,036	28,09	1,185	2,789	1,604
280	65,46	6420	0,00133	0,030	33,19	1,237	2,780	1,543
290	75,92	7450	0,00137	0,026	39,15	1,290	2,766	1,476
300	87,61	8590	0,00140	0,022	46,21	1,345	2,749	1,404
310	100,6	9870	0,00145	0,018	54,58	1,402	2,727	1,325
320	115,1	11300	0,00150	0,015	64,72	1,462	2,700	1,238
330	131,2	12260	0,00156	0,013	77,10	1,526	2,666	1,140

Таблица 10

Параметры насыщенного пара и воды на линии насыщения
в зависимости от давления

Давление		Темпе- ратура, °С	Удельный объем, м³/кг		Плотность пара, кг/м³	Энтальпия, МДж/кг		Скрытая теплота па- рообразова- ния r , МДж/кг
кгс/см²	кПа		воды V'	пара V''		воды i'	пара i''	
0,9	88,3	96,18	0,00104	1,903	0,525	0,403	2,670	2,267
1,0	98,1	99,09	0,00104	1,725	0,580	0,416	2,676	2,260
1,1	108	101,8	0,00104	1,578	0,634	0,427	2,683	2,256
1,2	118	104,2	0,00105	1,455	0,687	0,437	2,685	2,248
1,3	127,5	106,6	0,00105	1,350	0,741	0,447	2,687	2,240
1,4	137	108,7	0,00105	1,259	0,794	0,456	2,691	2,235
1,5	147	110,8	0,00105	1,181	0,847	0,465	2,695	2,230
1,6	157	112,7	0,00105	1,111	0,900	0,474	2,698	2,224
1,7	167	114,6	0,00106	1,050	0,952	0,481	2,701	2,220

Давление		Температура, °С	Удельный объем, м³/кг		Плотность пара, кг/м³	Энтальпия, МДж/кг		Скрытая теплота парообразования г, МДж/кг
кгс/см²	кПа		воды V'	пара V''		воды i'	пара i''	
1,8	177	116,3	0,00106	0,995	1,005	0,488	2,703	2,215
1,9	186	118,0	0,00106	0,946	1,057	0,496	2,705	2,209
2,0	196	119,6	0,00106	0,902	1,109	0,502	2,710	2,208
2,1	206	121,2	0,00106	0,862	1,161	0,509	2,709	2,200
2,2	216	122,6	0,00106	0,825	1,212	0,516	2,711	2,195
2,3	226	124,08	0,00106	0,791	1,264	0,522	2,712	2,190
2,4	235	125,5	0,00107	0,760	1,315	0,528	2,715	2,187
2,5	245	126,8	0,00107	0,732	1,367	0,534	2,716	2,182
2,6	255	128,1	0,00107	0,705	1,417	0,539	2,799	2,180
2,7	265	129,3	0,00107	0,681	1,469	0,544	2,721	2,177
2,8	275	130,5	0,00107	0,658	1,520	0,550	2,723	2,173
2,9	284	131,7	0,00107	0,637	1,570	0,555	2,725	2,170
3,0	294	132,9	0,00107	0,617	1,621	0,559	2,726	2,167
3,1	304	134,0	0,00107	0,598	1,672	0,565	2,728	2,163
3,2	314	135,1	0,00107	0,581	1,722	0,569	2,729	2,160
3,3	323	136,1	0,00108	0,564	1,772	0,573	2,730	2,157
3,4	333	137,2	0,00108	0,549	1,823	0,578	2,731	2,153
3,5	343	138,2	0,00108	0,534	1,873	0,582	2,732	2,150

Таблица 11

Техническая характеристика инжекционных горелок низкого и среднего давления Мосгазпроекта

Показатели горелок	Типы горелок							
	ИПЗ-1	ПР-256	ОГП-1	135	137-00	ИГК-25	ИГК-60	ИГК-120
Рекомендуемое давление перед горелками, кПа (мм вод. ст.)	0,1—60 (10—6000)	0,2—1,6 (20—160)	0,2—1,6 (20—160)	0,2—1,6 (20—160)	0,2—1,6 (20—160)	3—60 (300—6000)	3—60 (300—6000)	3—60 (300—6000)
Номинальная тепловая нагрузка, кВт (Мкал/ч)	2,78 (2,38)	56 (48,45)	99 (85,0)	148 (127,5)	223 (192)	144 (124)	362 (312)	634 (545)
Расход природного газа, соответствующий тепловой нагрузке, м³/ч	0,28	5,7	10,0	15,0	22,5	14,6	36,7	64,0
Диаметр сопла горелки, мм	1,5	3,7×3*	5×3*	7,5×2*	7,5×2*	4,3	7,1	9,0
Диаметр трубы, к которой присоединяется горелка, мм	—	31	37	50	50	12	19	31
Масса горелки, кг	1,3	27,8	38,8	28,7	39,0	11,5	23,4	25

* Число горелок в блоке.

Технико-эксплуатационная характеристика печей

Марка печи	Длина, м	Ширина, м	Высота от пола пекарной камеры, м	Число люлек	Рабочая площадь подп., м²	Наименование и развес изделий
ВНИИХП-П-1-57 (ФТЛ-20) ПИК-8	4,14	2,61	2,70	17	8,3	Батоны, 0,4 кг
	12,5	1,85	1,55	—	8,5	Мелкоштучные изделия
ФТЛ-2 модели 1958 г.	5,64	3,60	3,70	24	15,8	Батоны, 0,4 кг
ФТЛ-2 модели 1966 г.	5,84	4,5	3,9	24	15,35—16,0	Ржаной формовой, 1,7 кг Пшеничный формовой, 1,5 кг Пшеничный подовый, 1,5 кг Ржаной формовой, 1 кг
ХПП-25 «Подмосковная»	5,84	3,5	4,2	65 для формового 43 для подового	27,5—28,8	
ХВЛ	8,05	3,02	2,96	51	26,3	Ржаной формовой, 1,7 кг
ХПА-40	8,83	3,02	3,89	100	38	Ржаной формовой, 1 кг
БН-50	25,5	3,65	2,7	5 зон	50	Арнаут
БН-40	22,0	3,65	2,7	—	40	То же
БН-25	14,5	3,65	2,7	3 зоны	25	Батон, 0,5 кг Городская булка, 0,2 кг Нарезной батон, 0,4 кг
ПХС-25М	14,566	3,35	2,585	—	25	Нарезной батон, 0,4 кг
ПХС-40	22,00	3,35	3,585	—	40	То же
ПХК-16	13,475	3,35	1,9	—	16,8	» Городская булка, 0,2 кг Булочная мелочь
ПХК-50	25,475	3,55	1,90	—	42, 5 зон	Хлеб украинский подовый, 1 кг Нарезной батон, 0,4 кг Городская булка, 0,2 кг Булка круглая, 1 кг
БН-50 с электрообогревом	26,43	3,2	2,20	—	50, 4 зоны	Булка круглая, 1 кг
БН-25 с электрообогревом	15,45	3,2	2,2	—	25, 3 зоны	Булка круглая, 1 кг
П-104 с электрообогревом	7,2	3,15	2,27	34	23,3	Батоны 0,5 кг Городская булка, 0,2 кг Формовой хлеб, 1 кг
АЦХ-45	7,72	5,89	3,82	64	34,7	Ржаной формовой, 1,5 кг
АЦХ-72	7,72	5,89	3,90	120	65,0	То же
АЦХ-90	7,72	5,89	5,0	160	86,7	»

Таблица 12

Суточная производи- тельность, т/сут	Род топлива	Удельный расход услов- ного топлива и электро- энергии, кг/т(кВт·ч/кг)	Удельный расход пара, кг/т	Упек. %		Установ- ленная мощность, кВт
				к массе горячего хлеба	к массе теста	
5,4	Уголь	59,5	—	7,35	6,8	1,2
6—9,5	Электро- энергия	0,22	—	—	—	135
12,0	Уголь	42,5	298—336	7,5	7,0	1,7
15,0	»	51—70	55	—	7,0	—
18,5	»	40,2—60	55	7,5	7,0	1,7
16,5	»	—	—	—	—	—
25	»	38	—	—	7,0	1,7
24	»	48,2	—	11,3	10,0	1,2
40	»	32,4	—	—	8,0	—
32	Газ	38,0	169	11,0	10,0	15,5
25	»	38,0	169	11,0	10,4	15,5
12	»	50—62	—	—	—	9,1
9,7	»	58,5	336	—	—	—
11,6	»	50,6	322	6,6	6,2	—
15,0	»	49,5	225	—	—	12,5
22,0	»	49,5	225	6,6	6,2	12,5
11,5	»	34,4	193	6,4	6,0	10,8
—	»	—	190	—	—	—
6,6	»	56,1	190	—	—	—
28	»	31	102—122	8,0	7,8	19,1
30,5	»	28,9	—	—	7,5	—
23	»	—	—	—	9,8	—
23	»	—	—	—	7,9	—
25	Электро- энергия	0,2—0,22	—	—	—	336
12—14	»	0,22—0,26	—	—	—	169
19,2	»	0,25	—	—	—	180
16,4	»	—	—	—	—	—
21,0	»	—	—	—	—	—
40	Уголь	71,5	—	7,9	7,3	1,5
72	»	64,0	—	7,0	6,5	1,5
90	»	64,0	—	7,0	6,5	1,5

Техническая характеристика форсунок и форсуночных агрегатов

Марка форсуночного агрегата	Принцип действия	Режим работы	Прокладка, мм	Вязкость топлива перед распылением ВУ	Давление топлива, МПа (кгс/см ²)	Относительная марка топлива, соответствующая требованиям технических условий
«Метеор» (НРБ)	Механическое распыливание	«Большой—малый факел—выключено»	2,5—120	1,3—1,5	1,5—2,1 (15—21)	Дизельное, моторное, печное, бытовое
ЛФ-65 (СССР)	То же	«Выключено—выключено»	4,5—20	1,3—1,5	0,7—1 (7—10)	То же
П-126 (СССР)	Воздушное распыливание	«Выключено—выключено»	6,5—15	1,3—1,5	—	»
Р-2 (СССР)	Ротационное распыливание	Плавное регулирование производительности	30	—	0,05 (0,5)	Мазут, сланцевое топливо
Р-3 (СССР)	То же	То же	50	—	»	»

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Аэродинамический расчет котельных установок (нормативный метод). — М.; Л.: Энергия, 1964. — 143 с.
2. Володарский А. В., Михелев А. А., Сигал М. Н. Современные тоннельные печи в хлебопекарной промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1976. — 135 с.
3. Гинзбург А. С. Теплофизические основы процесса выпечки. — М.: Пищепромиздат, 1955. — 474 с.
4. Гинзбург А. С. Инфракрасная техника в пищевой промышленности. — М.: Пищевая промышленность, 1966. — 407 с.
5. Душенко В. П., Дровозюк В. С. Кинетика температурного поля в трехслойном коллоидном теле. — ИФЖ, т. XII, 1967, № 2.
6. Лисовенко А. Т. Процесс выпечки и тепловые режимы в современных хлебопекарных печах. — М.: Пищевая промышленность, 1976. — 213 с.
7. Лыков А. В. Теория теплопроводности. — М.: Высшая школа, 1967. — 599 с.
8. Маклюков И. И., Шумаев Ф. Г. Промышленные печи хлебопекарного и кондитерского производства. — М.: Пищевая промышленность, 1971. — 392 с.
9. Михелев А. А. Справочник по хлебопекарному производству. — М.: Пищевая промышленность, 1977. — 318 с.
10. Михелев А. А., Володарский А. В. Практикум по курсу «Промышленные печи хлебопекарного и кондитерского производства». — М.: Пищевая промышленность, 1974. — 288 с.
11. Михелев А. А., Володарский А. В. Печи хлебопекарного и кондитерского производства. — Киев: Техника, 1974. — 184 с.
12. Михелев А. А., Сигал М. Н. Справочник по эксплуатации технологического оборудования хлебопекарных предприятий. — М.: Пищевая промышленность, 1976. — 328 с.
13. Нащокин В. В. Техническая термодинамика и теплопередача. — М.: Высшая школа, 1969. — 559 с.

ПРЕДМЕТНЫЙ УКАЗАТЕЛЬ

- Баланс тепловой рабочей (пекарной) камеры 262—271, 276—281
— — топки 271—274
— — печи 274—281
- Взаимности принцип 82
- Вина закон 73
- Влагопроводность 26, 27
- Выпечка:
в увлажненной среде 33—36
продолжительность 37, 38
- Газо сжигание:
конструкции горелок 201—209
теоретические основы 197—201
техника безопасной работы 209—211
- Газов рециркуляция:
общие положения 226, 227
уравнения расчетные 227—232
- Газовых месторождений характеристики 312
- Генераторов излучения классификация 104—108
- Горелки газовые:
двухпроводная печи БН 206, 207
инжекционная многофакельная низкого давления 201, 202
— запальная 206
— инфракрасная 208, 209
— среднего давления 1 ИГК-25 с пластинчатым стабилизатором 203, 204
— — — 1 ИГК-60 204
системы Царика 204—206
техническая характеристика 317
- Горения температура 166—173
- Движения газов механика 244—250, 256—258
- Дымососа выбор 305—307
- Жидкого топлива сжигание 211—216
— — характеристика 311
- Идеальная жидкость 246
- Излучение (поглощение) газов 76—81
- Кирхгофа закон 75
- Классификация печей:
конструкция пекарной камеры 108—109
площадь пода 110, 111
степень автоматизации 110
— механизации 109, 110
теплотехнические признаки 101—108
технологические признаки 101
- Конвекция 40
- Косинусов закон — см. Ламберта закон
- Коэффициент рециркуляции 227
- Кривая выпечки 16
- Критерии определяющие 65, 66
- Ламберта закон 75, 76
- Локальность 66
- Лучеиспускание 40, 41
— факела 80, 81
- Напоров измерение 251, 252
— потери (сопротивления) 250, 251, 254—256
— превращение 252, 253
- Однозначности условия 65
- Пекарная камера:
для мучных кондитерских изделий 100
зоны 97—100
- Первой зоны обогрева печи тепловой расчет:
верхний нагревательный канал 289—292
нижний нагревательный канал 284—288
проверка принятых в расчете величин 292, 293
- Печей расчет:
аэродинамический 281, 282, 304—307
тепловой 281—303
с применением математических методов и ЭВМ 293—297
- Печи:
А2-ШБ2 163
А2-ШПЭ 163, 164
АЦХ 129—132
БН-25 134—138, 154, 155

БН-50 138—142, 155, 156

ВКНИИ-1 162

ВКНИИ-2 162

для выпечки мучных кондитерских изделий 161—164

жаровые, или с регенеративным обогревом 101, 102, 111, 112

зона увлажнения 89—97

зоны пекарной камеры 97—100

классификация 85, 101—111

с обогревом канальным 102, 112—123

— конвективным 104

— пароводяным 102, 103, 123—125

— паром высокого давления 103

— смешанным 103, 125—132

— циклотермическим 103, 104

— электрическим 104—108, 154—161

ПИК-8 160, 161

П-1-57 (ФТЛ-20) 114, 115

«Подмосковная» (ХПП-25) 121—123

П-104 159, 160

П-119, 159, 160

ПХК-25 144—151

ПХК-16 151

ПХК-50 151—154

ПХС-25М 142, 143

ПХС-40 143, 144

режимы работы 85—89

с рециркуляцией греющих газов 132—154

техничко-эксплуатационная характеристика 318, 319

УТС-К, ХВК 124, 125

ФТЛ-2 116—121

ХВЛ- 125—128

ХПА-40 129

ХПС-25 156, 157

ХПС-40 156, 157

ХПС-100 157—159

ХР 112—114

ШБ-2П 163

ШПБ 161, 162

ШПГ 163

Планка закон 72, 73

Потенциалопроводности коэффициент 27

Процессы, происходящие при выпечке:

биохимические 12

коллоидные 12, 13

микробиологические 13

физические 13

Расход тепла:

на испарение воды и перегрев пара, подаваемого для гигротер-

мической обработки тестовых заготовок 265, 266

на нагрев вентилиационного воздуха 266—268

на нагрев транспортных приспособлений печей 268, 269

теоретический на выпечку единицы массы хлеба и мучных кондитерских изделий 263—265

Связь влаги с материалом:

физико-механическая 14

физико-химическая 14, 15

химическая 13, 14

Скорость влагоудаления 16—18

Сопротивления газового тракта определение 304, 305

Сорбция пара 11, 32, 33

Стабильность вязкой жидкости 66

Степень черноты газов 77—79

— поверхностей 310

Стефана — Больцмана закон 73—75

Твердого топлива сжигание 220—224

— характеристика 311

Температурное поле стационарное 40

Температурные кривые 18—26

Температурный градиент 27—29

Температуропроводности коэффициент 31

— эквивалентный 31

Теорема импульсов Эйлера 253, 254

Теорема о количестве движения 253, 254

Тепла потери наружными поверхностями ограждений рабочей камеры 269—271

Теплового расчета нагревательного канала программа 293—297

— печи программа 298—303

Тепловое излучение:

коэффициенты угловые 81—84

основные законы 72—76

основы теории 71, 72

расчетные формулы 76

Тепловые расчеты камер сгорания и смешения:

методика 235—244

экспериментальные соотношения 233—235

Тепловых устройств моделирование:

метод аналогии 69, 70

модели физические I типа 68

— II типа 68, 69

Теплоемкости влажного материала расчет 32

Тепло- и массоперенос внутренний 26—29

Тепла перенос 29—32

Тепловой поток на поверхности теста — хлеба 57—59

Теплообмен:

- в каналах 176, 177, 188, 189
- в рабочей камере 177—195
- в топках печей с трубками Перкинса 173, 174
- конвективный 59—67
 - основные закономерности 59—63
 - теория подобия 64—67
- расчетные схемы 174—176

Теплоотдача нижними и верхними плоскими каналами 177—189

- однорядными экранированными трубчатыми поверхностями нагрева 189—195

— при конденсации пара на поверхности 70, 71

Теплопередача:

- конвективный теплообмен 59—63
- основы теории 38—41
- тепловое излучение 71, 72
- теплопроводность 41, 42

Теплопроводности коэффициент эквивалентный 30, 31

Теплопроводность 30, 40—42

Теплофизические характеристики:

- материалов 309, 310
- пищевых продуктов 308, 309

Термовлагопроводность 26—29

Термоградиентный коэффициент 28, 29

Теста структура 15

Тесто — хлеб:

- процессы, происходящие при выпечке 12, 13

формы связи влаги 13—15

- физико-механические свойства 15
- характер протекания процесса выпечки 15—26

как массивное тело 36—38

Топлива расчет 274, 275

Трубы дымовой расчет 258—260

Тяга искусственная 260, 261

Уравнение теплопроводности дифференциальное 43—46

— — — приведение к безразмерному виду 66, 67

— — — решение для полуограниченного тела 46—55

— — — решение для пластины 55—57

Форсунки

конструкция 216—220

техническая характеристика 320

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие	3
Введение	5
Глава I. Основы теории и расчетов переноса энергии и влаги в процессе выпечки хлеба и мучных кондитерских изделий	11
1. Процессы, происходящие в тесте — хлебе при выпечке	12
2. Формы связи влаги с материалом и физико-механические свойства теста — хлеба	13
3. Характер протекания процесса выпечки	15
4. Внутренний тепло- и массоперенос в процессе выпечки	26
5. Перенос тепла при выпечке	29
6. Пароувлажнение в начальной стадии выпечки и механизм процесса в увлажненной среде	32
7. Тесто — хлеб как массивное тело и продолжительность его выпечки	36
Глава II. Основы теплопередачи в печах	38
1. Основные понятия теории теплопередачи	39
2. Теплопроводность	41
3. Конвективный теплообмен	59
4. Тепловое излучение	71
Глава III. Основные требования к конструктивному оформлению рабочей камеры. Классификация печей	85
1. Режимы работы печей	85
2. Зона увлажнения хлебопекарных печей	89
3. Зоны пекарной камеры для первого и второго периодов выпечки	97
4. Пекарная камера для мучных кондитерских изделий	100
5. Классификация печей	101
Глава IV. Основные типы конструкций печей и особенности их проектирования	111
1. Печи с регенеративным обогревом	111
2. Печи с канальным обогревом	112
3. Печи с пароводяным и смешанным обогревом	123
4. Печи с рециркуляцией греющих газов	132
5. Печи с электрообогревом	154
6. Специальные печи для выпечки мучных кондитерских изделий	161
Глава V. Расчеты интенсивности теплообмена в элементах конструкций печей	164
1. Температура горения	166
2. Теплообмен в топках печей с трубками Перкинса	173
3. Расчетные схемы теплообмена в каналах хлебопекарных и кондитерских печей	174
4. Теплообмен в каналах без излучения кладки на теплопередающие поверхности нагрева	176
5. Теплообмен в рабочей камере	177
	325

Глава VI. Организация топочного процесса и конструкции горелочных устройств	196
1. Сжигание газа и конструкция газовых горелок	197
2. Сжигание жидкого топлива и конструкция форсунок	211
3. Сжигание твердого топлива	220
Глава VII. Рециркуляция газов и тепловые расчеты камер сгорания и смешения в печах с рециркуляцией	225
1. Рециркуляция газов	226
2. Тепловые расчеты камер сгорания и смешения	233
Глава VIII. Механика движения газов в печах	244
1. Основные сведения из механики газов	246
2. Движение газов	248
3. Характеристика сопротивлений	250
4. Напоры и их измерение	251
5. Превращение напоров	252
6. Теорема о количестве движения и теорема импульсов Эйлера	253
7. Потери напора при движении газов	254
8. Движение газов в печах	256
9. Расчет дымовой трубы	258
10. Искусственная тяга	260
Глава IX. Расчеты теплового баланса промышленных печей	262
1. Тепловой баланс рабочей (пекарной) камеры печи	263
2. Тепловой баланс топки	271
3. Пример полного теплового баланса печи	274
Глава X. Тепловой и аэродинамический расчеты печей	281
1. Расчет системы обогрева печей обычными методами	282
2. Тепловой расчет печи с применением математических методов и ЭВМ	293
3. Аэродинамический расчет	304
Приложения	308
Список рекомендуемой литературы	321
Предметный указатель	322

**Абрам Аронович Михелев, Наум Мордкович Ицкович,
Марк Нисонович Сигал, Александр Викторович Володарский**

**РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПЕЧЕЙ ХЛЕБОПЕКАРНОГО
И КОНДИТЕРСКОГО ПРОИЗВОДСТВ**

Редактор Л. С. Иванушко
Художник М. В. Носов
Художественный редактор В. А. Чуракова
Технический редактор Г. Г. Хацкевич
Корректор З. В. Коршунова

ИБ № 593

Сдано в набор 23.10.78. Подписано в печать 23.03.79. Т-06813. Формат 60×90/16. Бумага типографская № 2. Литературная гарнитура. Высокая печать. Объем 20,5 печ. л. Уч. изд. л. 23,63. Тираж 9000 экз. Заказ 744. Цена 1 р. 10 к.

Издательство «ПИЩЕВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
113035, Москва, М-35, 1-й Кадашевский пер., д. 12

Владимирская типография «Союзполиграфпрома» при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли 600000, г. Владимир, Октябрьский проспект, д. 7

ИЗДАТЕЛЬСТВО «ПИЩЕВАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»

В 1979 г. выйдет в свет и поступит в продажу книга

ГОЛОВАНЯ Ю. П., ИЛЬИНСКОГО Н. А. Технологическое оборудование хлебопекарных предприятий — 2-е изд., перераб. — 25 л., 1 р. 10 к., 26 000 экз.

Рассмотрено современное технологическое оборудование хлебозаводов.

Приведено описание устройств для транспортирования сырья, полуфабрикатов и готовой продукции, а также описание системы для перевозки, приема и хранения сырья, его подготовки и дозирования.

Рассмотрены конструкция и принцип действия оборудования для приготовления теста по современным технологическим схемам, для разделки, формования и расстойки теста, а также устройств для механизации загрузки тестовых заготовок в конвейерные шкафы для окончательной расстойки и в печи.

Кроме основных типов хлебопекарных печей, дано описание расстойно-печных агрегатов, а также печей для выпечки национальных и специальных сортов изделий.

Рассмотрены высокомеханизированные поточные линии для производства хлеба и булочных изделий.

Приведены элементы расчета производительности машин и агрегатов, их технические характеристики, а также правила обслуживания и меры безопасности.

Книга предназначена для учащихся техникумов пищевой промышленности. Представляет также интерес для специалистов отрасли.

Заказы на книгу (без денежных переводов) следует направлять по адресу: 113035, Москва, М-35, 1-й Кадашевский пер., д. 12. Отдел распространения издательства «Пищевая промышленность».